

THÈSE

PRÉSENTÉE

A LA FACULTÉ DES SCIENCES DE MONTPELLIER

POUR OBTENIR

LE GRADE DE DOCTEUR DE L'UNIVERSITÉ

(Mention : SCIENCES)

Par **G. GALONIER**

SUJET. — RELATION ENTRE LE RENDEMENT THERMIQUE INDIQUÉ ET LE DEGRÉ DE DÉTENTE A PUISSANCE CONSTANTE DANS UNE LOCOMOTIVE A VAPEUR SURCHAUFFÉE. — CHALEUR SPÉCIFIQUE SOUS PRESSION CONSTANTE DE LA VAPEUR SURCHAUFFÉE QUAND LA TEMPÉRATURE CROIT INDÉFINIMENT.

Soutenue le **16 JAN 1920**, devant la Commission d'examen



MONTPELLIER
IMPRIMERIE FIRMIN ET MONTANÉ

3. Rue Ferdinand-Fabre 3

1919

THÈSE

PRÉSENTÉE

A LA FACULTÉ DES SCIENCES DE MONTPELLIER

POUR OBTENIR

LE GRADE DE DOCTEUR DE L'UNIVERSITÉ

(Mention : SCIENCES)

Par **G. GALONIER**

SUJET. — RELATION ENTRE LE RENDEMENT THERMIQUE INDIQUÉ ET LE DEGRÉ DE DÉTENTE A PUISSANCE CONSTANTE DANS UNE LOCOMOTIVE A VAPEUR SURCHAUFFÉE. — CHALEUR SPÉCIFIQUE SOUS PRESSION CONSTANTE DE LA VAPEUR SURCHAUFFÉE QUAND LA TEMPÉRATURE CROIT INDÉFINIMENT.

Soutenue **16 JAN 1920**, devant la Commission d'examen



MONTPELLIER
IMPRIMERIE FIRMIN ET MONTANE
Rue Ferdinand-Fabre et Quai du Verdanson

1919

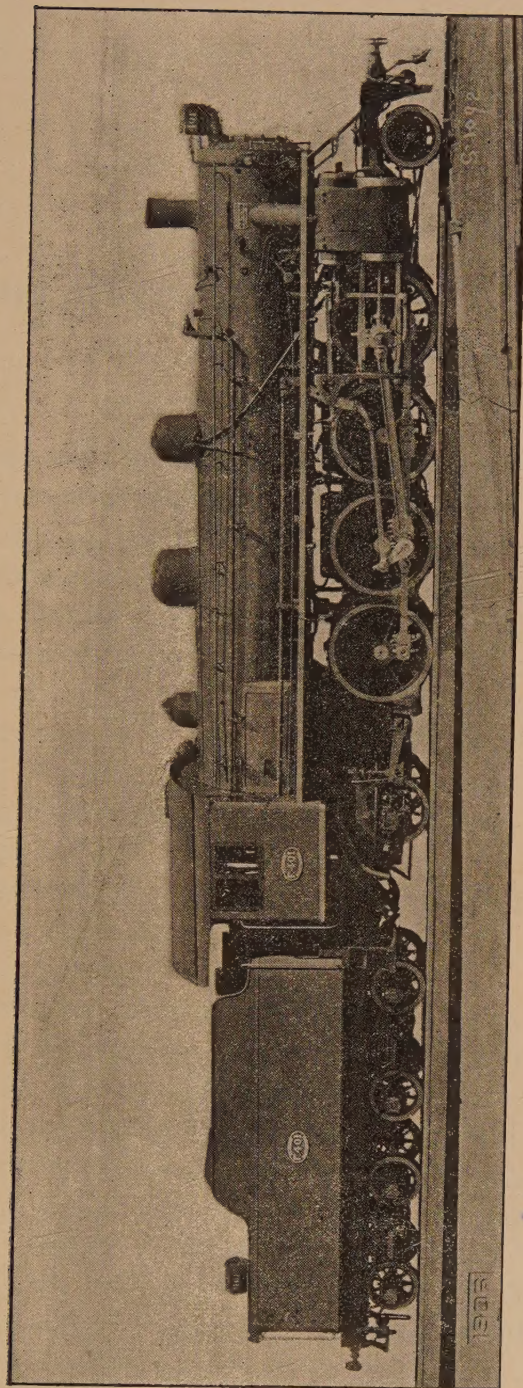
FACULTÉ DES SCIENCES

DE

L'UNIVERSITÉ DE MONTPELLIER

MM.

Doyen.....	DAUTHEVILLE..	Mécanique rationnelle
Professeurs.....	FLAHAULT....	Botanique
	DE FORCRAND..	Chimie
	FABRY.....	Mathématiques pures
	CURIE.....	Minéralogie
	DUBOSCQ.....	Zoologie et Anatomie comparée
	BEAULARD DE LENAIZAN.	Physique
	GODECHOT....	Chimie
Professeurs adjoints...	BLAYAC.....	Géologie
	SOULIER.....	Zoologie
	PAVILLARD....	Botanique
Maîtres de conférences.	TABOURY.....	Chimie
	LEENHARDT...	Physique
	HUMBERT.....	Mathématiques
	TURRIÈRE....	— id. —
Maître de conférences adjoint	DE ROUVILLE..	Zoologie
Secrétaire	ROCHETTE	
Secrétaire adjoint.....	DUBOIS	



Machine " Mikado " des Chemins de fer Helléniques

CHAPITRE PREMIER

La chose qui au début de l'étude des machines à vapeur frappe le plus l'expérimentateur et qui a dérouté les anciens ingénieurs est certainement le résultat du calcul au moyen d'un diagramme d'indicateur, des quantités de vapeur contenue dans un cylindre de machine pendant une course aller et retour du piston, ces calculs étant faits pour divers points de la courbe de détente du diagramme. Connaissant la pression de la vapeur renfermée à un moment quelconque dans un cylindre, les tables de Regnault donnent immédiatement le poids de vapeur correspondant. On arrive dans la plupart des cas à cette conclusion qui stupéfie au premier abord, que les poids de vapeur s'échappant au condenseur ou à l'air libre sont plus grands que ceux de la vapeur introduite pendant l'admission.

Cette constatation qui fut faite, pour la première fois, en 1837 par Thomas et ensuite en 1850 par Reech, ingénieur de la marine, a été le point de départ de modifications importantes apportées soit à la construction, soit à l'utilisation des différens types de machines à vapeur. Reech expliquait cette augmentation de poids par l'action des parois qui s'échauffent pendant l'admission en provoquant une condensation partielle de la vapeur évoluant et qui abandonnent ensuite pendant l'échappement cette chaleur à l'eau qui tapisse les parois intérieures du cylindre.

Cette théorie fut reprise par Hirn qui lui donna un grand développement mais qui paraît parfois avoir exagéré l'influence des parois en les considérant comme la cause de condensations provoquées dans certains cas par des entraînements d'eau, des fuites, des étranglements du régulateur ou des tiroirs, etc... Quoiqu'il en soit, il résulte de l'action des parois une grande perte de chaleur à laquelle Hirn a donné le nom de perte au condenseur et sur laquelle nous allons légèrement nous étendre.

Lorsque pendant l'admission la vapeur saturée arrive de la chaudière dans les cylindres, elle se précipite en partie car les parois en fonte du cylindre qui viennent d'être mises en communication avec l'échappement sont à une température inférieure à celle de la vapeur admise. Ce poids de vapeur admise condensée n'est pas indiqué sur le diagramme. Pendant la détente, il se condense une partie de la vapeur puisque le titre diminue par suite de production de travail. Mais, d'un autre côté, l'eau qui s'était formée dans le cylindre pendant l'admission, se vaporise en partie puisque la pression du milieu diminue et par suite la température. Si l'on pouvait arriver à faire revaporiser cette eau avant la fin de la détente, l'utilisation de la vapeur serait plus complète, quoique encore imparfaite, mais il n'en est généralement pas ainsi, et lorsque le tiroir va découvrir la lumière d'échappement, il y a encore de l'eau sur les parois du cylindre.

Cette eau se vaporise instantanément lors de l'échappement aux dépens du métal des parois et provoque lors de l'admission suivante une nouvelle condensation. Les choses se passent donc comme si la chaleur allait directement, en pure perte, du générateur au condenseur.

De toutes ces considérations on peut tirer les conclusions suivantes :

1° La quantité de vapeur condensée pendant l'admission augmente avec la différence des températures extrêmes de la vapeur travaillant dans le cylindre et par suite avec le degré de détente réalisé.

2° Pendant la détente, deux phénomènes inverses se produisent: l'eau déposée pendant l'admission se vaporise en partie en même temps qu'une portion de la vapeur évoluant se condense. La revaporisation l'emporte généralement sur la condensation, de sorte que le poids de vapeur présent est plus grand à la fin qu'au début de la détente et la courbe de détente est au-dessus de la ligne d'expansion adiabatique et de la courbe $p v = \text{constante}$.

3° La perte au condenseur varie dans le même sens que la quantité d'eau se trouvant dans le cylindre à la fin de l'admission. Il y a lieu, en ce qui concerne cette dernière conclusion de faire la remarque suivante. L'eau qui se trouve tapisser les parois du cylindre à la fin de l'admission peut provenir de deux causes bien distinctes:

a) Une cause mécanique, si par suite d'une ouverture brusque du régulateur ou du niveau de l'eau trop élevé, ou de l'insuffisance du plan d'eau dans la chaudière, un entraînement s'est produit lors de l'admission;

b) Une cause physique résultant de l'action des parois et que nous venons succinctement d'exposer.

Dans le premier cas, l'eau entraînée n'emporte avec elle par unité de poids que sa chaleur spécifique.

$$\frac{dq}{dt} = 1 + 0,0004 t + 0,000\ 0009 t^2$$

Dans le second cas, elle entraîne en outre la chaleur latente totale de sa vapeur à la température d'admission. S'il s'agit par exemple d'une vapeur saturée à 10 kilogs

par centimètre carré, pour un kilogramme d'eau entraînée, la chaudière fournit 181 calories alors que pour un kilogramme d'eau déposée, elle en fournit 661.

Il est donc extrêmement important de ne pas confondre les deux cas.

La perte au condenseur peut être réduite dans une certaine mesure pour une machine déjà existante et nous avons ici surtout en vue une locomotive. Si nous augmentons le nombre de tours de l'essieu moteur et par conséquent la vitesse moyenne du piston, les échanges de chaleur entre la vapeur et le métal ne se produiront pas d'une façon si complète qu'à vitesse réduite. Il y aura par conséquent moins de vapeur condensée pendant l'admission et, par suite, moins d'eau vaporisée pendant l'échappement. Cette influence de la vitesse sur l'action des parois ne doit pourtant pas être exagérée car Witz a démontré expérimentalement qu'il est impossible d'observer un changement d'état, sans perte ni gain de chaleur, quelle que soit la rapidité de la détente, attendu que l'action de la paroi est encore considérable sur un gaz dont la détente s'effectue en $\frac{1}{500}$ de seconde.

Toutefois, si l'effet de vitesse sur la réduction des condensations à l'admission est à ce point de vue discutable, il n'est pas possible de nier son action sur l'amélioration du rendement thermique. Il faut en chercher la raison dans la modification de l'état de la vapeur due au laminage (1) par les tiroirs frottant sur leur table, laminage d'autant

(1) Nous appellerons coefficient de laminage le rapport

$a = \frac{p - p'}{p}$ dans lequel p est la pression dans la boîte à vapeur et p' la pression dans le cylindre à la fin de l'admission.

plus important que la vitesse du piston augmente. Il en résulte une détente sans production de travail, d'où augmentation du titre de la vapeur si elle est humide et légère surchauffe si elle est sèche. Bien entendu ces conclusions ne sont acceptables que pour un coefficient de laminage appréciable, c'est-à-dire pour une variation de vitesse considérable.

D'un autre côté, si la vitesse de rotation de l'essieu moteur est grande, il est à présumer que la détente est poussée à un point assez élevé pour permettre une production suffisante de vapeur par la chaudière.

Or, dans les locomotives, une dépendance bien déterminée existe entre la durée des diverses phases de la distribution du fait même du système distributeur employé (Stéphenson, Gooch, Allan, Walschaërt). On sait que lorsque le degré de détente augmente le degré de compression augmente aussi. Les valeurs relatives de ces deux phases que les recouvrements ou les découvrements du tiroir peuvent légèrement modifier sont en moyenne les suivants :

Admission	10	20	30	40	50	60	70
Compression	42	35	28	23	18	14	10

Pour les admissions de 10 et 20 % fréquemment employées dans les locomotives à simple expansion et à vapeur saturée, on voit que la période de compression est de 42 % et 35 % de la course du piston. Le diagramme d'indicateur accuse une perte de surface considérable que viennent compenser dans une certaine mesure des avantages mécaniques dont nous n'avons pas à parler ici et des avantages

thermiques. Si nous supposons avec Hirn la vapeur sèche ou légèrement surchauffée à la fin de l'échappement proprement dit, les échanges de chaleur allant d'abord du métal des parois à la vapeur, tant que la compression n'a pas élevé la température de la vapeur jusqu'à celle des parois, changent de sens, c'est-à-dire vont de la vapeur aux parois dès que la température de saturation de la vapeur est supérieure à celle des parois et où il s'est produit un commencement de condensation. Les parois sont réchauffées au moment où va s'ouvrir l'admission.

En résumé, on peut dire que le rendement thermique est susceptible, toutes choses égales d'ailleurs, suivant la marche adoptée, d'être amélioré de diverses façons :

- 1° Par l'augmentation de la vitesse (échanges réduits) ;
- 2° Par une compression convenable (parois échauffées au moment de l'admission) ;
- 3° Par une différence la plus petite possible des températures de la vapeur à l'entrée et à la sortie du cylindre (réduction des condensations).

A ces trois conditions, nous joindrons une quatrième indiquée par la thermodynamique et certainement la plus importante : élévation de la pression, c'est-à-dire de la température de la vapeur d'admission.

Cette dernière condition et la précédente sont contradictoires car l'augmentation de la température de la vapeur d'admission a évidemment pour conséquence l'augmentation du degré de détente d'où augmentation de la différence des températures de la vapeur évoluant. Il semble donc qu'il doive exister pour une vitesse et une charge donnée un degré de détente plus favorable que les autres. C'est ce qu'a prouvé le professeur Dwelshauvers-Dery qui a énoncé le principe suivant : plus est faible la quantité d'eau répan-

due sur le métal au moment où s'ouvre l'échappement, plus est faible la consommation de vapeur de la machine. Si le métal est sec à ce moment la consommation est minima. Lorsqu'on fait varier le degré d'admission, la consommation varie et passe par un minimum qui correspond au maximum de siccité des parois.

Quels sont les degrés de détente limites généralement utilisés dans les cylindres de locomotives à vapeur saturée?

Le degré de détente le plus économique dépend d'un grand nombre de facteurs dont les principaux sont : la vitesse, la charge, la pression de régime (1), la valeur des recouvrements et des découvrements des tiroirs. En général, toutefois, on peut dire que le degré de détente le plus favorable et le plus souvent employé est celui donné par une admission voisine de 30 % de la course du piston. On arrive dans des cas spéciaux à marche lente, à forte charge, à la moitié des rampes par exemple, à atteindre une admission de 55 %, le régulateur étant ouvert en grand, admission que l'on ne dépasse guère dans les machines monocylindriques. S'il s'agit de trains à marche accélérée, on peut parfois descendre jusqu'à l'admission de 10 % qui peut être considérée comme une limite inférieure.

Avec l'activité toujours croissante de l'industrie et du commerce, les locomotives monocylindriques à la vapeur saturée devinrent insuffisantes pour assurer le service des trains trop lourds et trop rapides. On ne pourrait pas en effet élever la pression au-dessus d'une certaine limite à

(1) Nous entendrons par pression de régime la pression maxima dans le cylindre lors de l'admission, donnée par l'indicateur. Cette pression est inférieure à la pression de la chaudière à cause des pertes de charge de la vapeur dans les diverses conduites allant de la chaudière au cylindre. La chute de pression dépend de la dimension de ces conduites et de la dépense de vapeur par coup de piston.

cause de la résistance des matériaux employés et des condensations initiales intérieures, ni exagérer les dimensions des divers organes à cause du gabarit et du poids par essieu. Il fallait chercher le supplément de puissance devenu nécessaire, dans une meilleure utilisation de la vapeur. Pour employer rationnellement les hautes pressions dans les locomotives à vapeur saturée et à simple expansion, on a essayé des mécanismes de distribution (1) très ingénieux mais trop compliqués, et par conséquent fragiles et peu pratiques, sur une locomotive appelée à fournir généralement un effort intense. Ce n'étaient d'ailleurs que des artifices qui permettaient l'allongement des détentes et la réduction des compressions, mais qui étaient sans influence sur l'état de la vapeur dans son évolution. C'est surtout sur les pertes dues à l'action des parois, pertes pouvant dans les cas défavorables atteindre parfois la valeur de 50 % qu'ont porté les recherches des inventeurs. Trois procédés étaient employés depuis longtemps dans les machines de l'industrie dans ce but : l'enveloppe de vapeur, la détente dans un second cylindre et la surchauffe de la vapeur d'admission. Le premier de ces moyens, quoique très en vogue, avec raison d'ailleurs, n'a pas donné de résultat suffisamment économique pour en faire généraliser l'emploi dans les locomotives. La Compagnie des chemins de fer de l'Est qui avait, à titre d'essai, chemisé les cylindres d'une de ses locomotives, n'a pas persisté dans cette voie.

Le deuxième procédé, le compoundage, a été jusqu'ici le dispositif essentiellement employé, surtout en France, pour l'augmentation de puissance des locomotives. En plus de

(1) Nous mentionnerons pour mémoire les distributions Bonnefoud et Lencauchez et Durand à tiroirs indépendants pour l'admission et l'échappement.

l'avantage pour lequel il a été conçu, c'est-à-dire l'utilisation économique des hautes pressions, il a la propriété de réduire de moitié l'usure des organes de transmission de mouvement.

Depuis quelques années enfin, l'application de la surchauffe aux locomotives est apparue et a gagné à sa cause beaucoup de partisans du système précédent.

Nous pensons que cette faveur dont jouit la vapeur surchauffée par son utilisation dans les cylindres de locomotive est parfaitement justifiée et loin de voir en elle un concurrent sérieux du système compound, il semble au contraire qu'elle en soit le complément indispensable, la machine compound permettant seule une détente rationnelle de la vapeur surchauffée à plus de 300°.

Si l'emploi du mode compound a permis une augmentation de puissance considérable, ce n'est qu'au prix de grands sacrifices. On a été dans l'obligation de donner aux grilles des dimensions inusitées, sauf quelques cas particuliers, et allant de 3 m² à 4 m² 50. L'élévation du timbre des chaudières ayant été portée à 16 kilogs par centimètre carré, en même temps qu'elle donnait un rendement thermique supérieur avait l'inconvénient de fatiguer bien davantage le foyer et de rendre difficile le maintien de l'étanchéité des tubes à fumée. C'est pourquoi on a pensé à l'utilisation de la vapeur surchauffée pour réaliser les locomotives à grande puissance avec des surfaces de grille moindres et des pressions plus basses, ne dépassant pas 12 kilogs pour les machines monocylindriques.

Nous avons vu que les causes principales des pertes inhérentes à l'utilisation de la vapeur saturée dans une locomotive à vapeur et à simple expansion étaient dues à l'influence des parois des cylindres.

Dans les machines à vapeur surchauffée, la vapeur qui

vient frapper une paroi plus froide ne lui abandonne pas sa chaleur aussi facilement que si elle était saturée. Le nombre des calories représenté par la surchauffe est très petit relativement à la chaleur empruntée par les parois. Si donc la surchauffe peut réduire la valeur de cette quantité de chaleur, c'est par une modification de la constitution de la vapeur surchauffée moins conductrice que la vapeur saturée. Il y aurait en effet contradiction avec le principe mentionné plus haut à savoir que les condensations à l'admission augmentent avec la différence des températures extrêmes de la vapeur évoluant.

Hirn a démontré que même avec de la vapeur surchauffée des condensations pendant l'admission se produisent dans les parties en contact du fluide et du métal du cylindre. Donc la température interne de la paroi ne dépasserait pas la température de saturation pendant l'admission. Mais dans les parties non en contact avec les parois, la vapeur reste surchauffée. Elle cède de la chaleur au métal pendant la détente et vaporise plus ou moins complètement d'après son degré de surchauffe l'eau qui peut tapisser les parois. La surchauffe produit donc deux effets qui s'ajoutent : elle diminue par suite de sa faible conductibilité les condensations à l'admission, elle contribue par sa chaleur interne propre à revaporiser pendant la détente l'eau déposée pendant l'admission. Par sa diminution de densité elle aide enfin à réduire le poids de vapeur par coup de piston.

Dans les locomotives à vapeur surchauffée et à simple expansion que nous avons eu l'occasion d'étudier de près nous avons toujours constaté que dans aucun cas nous n'avons pu soutenir une marche économique en effectuant une admission inférieure à 30 %, la surchauffe étant maintenue dans les boîtes à vapeur entre 300° et 340°. Il existe,

on le voit, à ce point de vue, une différence avec les machines à vapeur saturée. En ce qui concerne les admissions prolongées au contraire, dans les cas de marche lente et de grand effort moteur par exemple, les degrés de détente les plus économiques ne semblent guère différer de ceux qui sont employés couramment dans les locomotives à vapeur saturée. Les condensations initiales dans les machines à vapeur surchauffée comme d'ailleurs dans les machines à vapeur saturée diminueront au fur et à mesure qu'on réduira le degré de détente, mais par contre les chaleurs internes de la vapeur au moment de l'échappement augmenteront de plus en plus.

Il semble bien que pour un degré de surchauffe déterminé, il doive exister un degré de détente donnant l'économie maximum. Le degré de détente est-il compris dans les limites de détente réalisable dans la pratique? Les essais faits dans ce but avec des machines de l'industrie semblent le prouver.

Sur les locomotives il est bien plus malaisé d'effectuer de pareilles recherches. L'obstacle le plus sérieux consiste en ce que la machine proprement dite n'est pas indépendante du générateur elle lui est au contraire intimément liée puisque la vapeur d'échappement des cylindres est utilisée pour produire le tirage dans le foyer.

Il peut très bien se produire que le degré de détente donnant le meilleur rendement pratique dans les cylindres provoque un tirage défectueux dans le foyer et par suite un rendement inférieur de la chaudière ou bien une difficulté trop grande pour la conduite du feu. La diminution de ce dernier rendement peut être plus considérable que l'augmentation de celui des cylindres pour le degré de détente choisi, en supposant encore que la conduite du feu soit possible pour la production de vapeur demandée et il

peut dès lors arriver qu'il y ait intérêt à choisir un degré de détente différent.

C'est d'ailleurs ce qui doit se produire généralement dans la pratique; le plus gros souci des agents des locomotives étant celui de la conduite du feu.

Nous nous sommes proposé de rechercher au moyen de diagrammes d'indicateur pris sur une locomotive à vapeur surchauffée et à simple expansion, marchant à vitesse réduite et à grand effort de traction, les variations du rendement pour divers degrés de détente; de comparer ensuite ces rendements aux rendements théoriques que nous aurions obtenus en supposant adiabatique l'évolution de la vapeur dans le cylindre et d'étudier les conclusions que cette comparaison nous aura données.

(Nous n'entendrons pas par rendement, le rendement total de la locomotive, c'est-à-dire le rapport de la chaleur équivalente au travail produit $A \mathcal{T}$ à la chaleur Q fournie par le charbon brûlant sur la grille, mais seulement le rapport de la chaleur $A \mathcal{T}$ à la chaleur Q' apportée par la vapeur arrivant au cylindre).

Lorsqu'on veut étudier les variations de rendement pour divers degré de détente, il est nécessaire d'effectuer pour chacun un essai d'assez longue durée afin d'avoir des résultats acceptables.

Il est en outre plus rationnel de choisir une marche réduite, car à grande vitesse et pour un effort moteur constant obtenu par diverses combinaisons du régulateur et de l'appareil distributeur, le choix de la détente à adopter s'impose presque, car d'une part, une détente trop grande entraîne des compressions exagérées et une détente trop courte, un laminage excessif par le régulateur et, par conséquent, une utilisation thermodynamiquement mauvaise de la haute pression de la chaudière, (dans une locomotive,

on appelle régulateur, le robinet qui ouvre la communication de la chaudière avec la boîte à tiroir) ou, d'autre part, dans le cas d'effort moteur considérable, une trop grande difficulté pour conduire le feu.

A faible vitesse, au contraire, et à grand effort de traction, par exemple à la montée d'une rampe, on n'est limité dans le sens des détentes allongées que par l'impossibilité de fournir l'effort nécessaire à l'entretien de la vitesse demandée, alors que, dans le sens des détentes courtes, rien ne s'oppose pratiquement à ce qu'on atteigne le fond de course; en outre, les expériences telles que les prises de diagrammes de puissance à l'indicateur, se font dans de meilleures conditions de commodité.

Depuis l'application de la vapeur surchauffée aux locomotives, un grand nombre d'essais ont été effectués. Presque tous ont eu pour but la comparaison de ces locomotives avec des locomotives similaires mais marchant avec de la vapeur saturée à simple ou à double expansion. De nombreux mémoires ont été publiés à ce sujet (Marchis, *Machines à vapeur surchauffée*, en a examiné un grand nombre) et ont fait ressortir l'augmentation de puissance des machines à vapeur surchauffée et l'économie en vapeur et en combustible réalisée par rapport aux machines à vapeur saturée. Là se sont bornées en général les recherches effectuées. Nous devons mentionner toutefois une expérience, une des premières effectuées sur des locomotives à vapeur surchauffée, en 1903, par l'administration des chemins de fer de l'Etat prussien. Il s'agissait de deux anciennes locomotives à simple et à double expansion à vapeur saturée, transformées en locomotives à vapeur surchauffée, par l'adjonction d'un surchauffeur Pielock. Ce surchauffeur consiste essentiellement en une caisse parallélépipédique

placée dans le corps cylindrique, au-dessous du dôme de prise de vapeur et traversée par les tubes à fumée.

La vapeur est prise dans le dôme par un tuyau vertical. Elle descend dans la caisse du surchauffeur où des chicanes l'obligent à circuler autour des tubes, puis elle revient au régulateur par un autre tuyau vertical. Ce surchauffeur a l'avantage de pouvoir être installé sur une chaudière déjà existante, en transformant simplement une partie de la surface de chauffe en surface de surchauffe.

Soient Q et Q' les quantités de chaleur dépensées pour produire le travail horaire moyen des deux machines monocylindriques à vapeur saturée et surchauffée, soient p la pression en chaudière, T la température de la vapeur sous cette pression, T_0 la température de l'eau d'alimentation, G et G' les quantités d'eau dépensées par heure. Soient λ et λ' les chaleurs totales de 1 kilogramme de vapeur saturée et surchauffée aux températures T et T' , V le volume de 1 kilog. d'eau transformé en vapeur saturée à la température T et V' le volume d'eau transformé en vapeur surchauffée à la température T' et sous la même pression P .

On a :

$$\lambda = 606,5 + 0,305 T$$

$$\lambda' = \lambda + c_p (T' - T)$$

c_p = chaleur spécifique vapeur surchauffée.

$$\lambda = 476,11 + 4 ApV$$

$$\lambda' = 476,11 + 4 ApV'$$

d'où

$$\frac{V'}{V} = \frac{\lambda' - 476,11}{\lambda - 476,11}$$

Dans le cas étudié on avait comme données:

$P = 12$ k. (pression relative).

$T' = 260^\circ$ (simple expansion); $T' = 230^\circ$ (double expansion).

$T_0 = 10^\circ$.

Dépense d'eau par heure: $G = 4340$ (monocylindrique saturée; $G' = 3660$ (monocylindrique surchauffée);

$G_1 = 5270$ (compound saturée); $G_1' = 4744$ (compound surchauffée d'où

$$\frac{V'}{V} = \frac{697 - 476}{664 - 476} = 1.176$$

pour $P = 13$ k, $V = 0,153$ d'où $V' = 1,176 \times 0,153 = 0,18$

On tire de là:

$$GV = 4340 \times 0,153 = 664 \text{ m}^3$$

$$G'V' = 3660 \times 0,180 = 659 \text{ m}^3$$

Pour les deux machines compound on aurait:

$$\lambda = 664$$

$$\lambda' = 664 + 0,48 (230-191) = 684$$

d'où

$$\frac{V'}{V} = 1,106 \text{ et } V' = 0,169$$

D'où

$$G_1V = 5270 \times 0,1533 = 806 \text{ m}^3$$

$$G_1'V' = 4743 \times 0,169 = 802 \text{ m}^3$$

Il y a donc sensiblement même volume de vapeur dépensée par heure, c'est-à-dire que les mêmes volumes de vapeur ont accompli dans les deux essais de chaque groupe

les mêmes travaux. Or, l'étude théorique de la vapeur surchauffée nous démontre au contraire que des volumes égaux de vapeur saturée et surchauffée produisent des travaux différents à cause de l'allure dissemblable des courbes de détente des deux vapeurs.

$$PV^\mu = \text{Cte et } PV^{\frac{\mu}{\mu-1}} = \text{Cte} \quad \begin{matrix} \mu = 1,333 \\ \mu = 1,125 \end{matrix}$$

La courbe $PV^{\frac{\mu}{\mu-1}} = \text{Cte}$ étant au-dessous de la courbe

$$PV^\mu = \text{Cte}$$

L'utilisation pratique de la vapeur surchauffée est donc supérieure à celle de la vapeur saturée par la diminution des pertes par parois. L'expérience avait en outre fait voir que la diminution des pertes par parois n'était pas la seule cause d'économie de vapeur et qu'il y avait une économie théorique que l'on peut calculer, qui croît avec la surchauffe et qui pour une température de 300° atteignait 51 % de l'économie totale. Pour de faibles surchauffes, c'était la diminution des pertes par les parois qui causait l'économie principale qui était de 84 % de l'économie totale à 230° et de 61 % à 260°.

Les expériences effectuées sur les machines de l'industrie sont beaucoup plus nombreuses et autrement intéressantes. Certaines nous ont permis de nous rendre compte avec quelle rapidité, dans certains cas, la surchauffe pouvait disparaître complètement avant même la fin de l'admission et de là est venu probablement l'habitude de dire que l'économie est d'autant plus grande que les admissions sont plus prolongées. Hirn avec un degré modéré de surchauffe, de 80° à 90° a, réduit de beaucoup les condensations initiales sans toutefois les supprimer totalement. Schröter, dans une petite machine compound, avec un de-

gré de surchauffe de 167° a obtenu la disparition presque complète des condensations et a réalisé la consommation remarquable de 4 k, 5 de vapeur par cheval indiqué et par heure.

Dwelshauvers-Dery a fait voir que même avec un degré de surchauffe de 40°, les condensations initiales sont très réduites.

Ripper, opérant sur une petite machine Schmidt de 19 chevaux à simple effet, a obtenu de la vapeur sèche à la fin de l'admission avec une admission de 40 % et une surchauffe de 121°.

En réduisant l'introduction à 22 % bien que le degré de surchauffe fut porté à 151° la vapeur s'est trouvée saturée à la fin de l'admission et au titre 88,5 %, la chaleur accumulée dans le métal pendant l'admission étant insuffisante.

Ces mêmes essais ont montré la possibilité d'obtenir de la vapeur sèche à la fin de l'admission et à l'échappement par un degré de surchauffe de 178° et une admission de 39 %. Pour avoir de la vapeur surchauffée à la fin de l'admission et aussi à l'échappement, il a fallu donner un degré de surchauffe très élevé à la vapeur d'admission comme l'indique le tableau ci-dessous :

Pression à l'entrée de la machine	9,1	9,4	9,2	9,2	8	7	7	7
Température à l'entrée de la machine. . .	296	329	345	356	355	339	342	253
Degré de surchauffe.	121	153	170	181	185	145	178	188
Degrés de surchauffe, fin d'admission . .	1,3	5,7	23,8	495	298	2,03	31,5	83,6
Titre à l'échappement	95,1	97,4	98,3	102,5	106,5	97,9	100	109
Degré de détente.	2,58	3,07	3,02	2,83	2,83	2,50	2,59	2,19

Enfin le tableau suivant établi d'après les essais du même expérimentateur montre la rapidité avec laquelle la

chaleur de la vapeur se perd par les parois à mesure que la surchauffe diminue.

Puissance indiquée	13.4	13.4	13.4	13.4
Nombre de tours	17.8	17.8	17.8	17.8
Vitesse du piston	1.75	1.75	1.75	1.75
Degrés de surchauffe	178	140	54.6	0
Vapeur par cheval-heure indiquée	9	1.05	15.2	17.8
Chaleur perdue pendant l'admission rapportée à la chaleur totale	8.85	1.44	30.95	40.45

Toutes ces observations nous font voir que la rapidité de la disparition de la surchauffe pendant l'admission ou pendant la détente est extrêmement variable avec le type de machine considéré.

Il n'est donc pas possible *a priori* sur une machine utilisant de la vapeur surchauffée à une température et à une pression donnée de déterminer quel sera le degré de détente qui donnera la meilleure utilisation de la vapeur, l'expérience seule pourra l'indiquer.

CHAPITRE II

La ligne de chemins de fer Salonique-Monastir a joué en Orient pendant la guerre un rôle capital. C'était en effet celle qui était utilisée pour le ravitaillement d'une partie de l'armée française, de l'armée serbe et de l'armée italienne, les routes rares et défectueuses ne pouvant être d'un très grand secours.

D'un profil facile, par conséquent d'une exploitation comode tant qu'elle ne quittait pas la plaine marécageuse de Salonique, elle présentait dès qu'elle atteignait la région montagneuse, au départ de la station de Vertékop une inclinaison de 25 millimètres par mètre sur un parcours de 23 kilomètres, jusqu'à la station de Vladovon, inclinaison qui rendait le service extrêmement difficile.

Le profil ensuite assez tourmenté jusqu'à Monastir n'offrait cependant d'inconvénient trop sérieux à l'exploitation, car les rampes rencontrées étaient de longueur assez réduite.

Les trains arrivant de Salonique à Vertékop étaient doublés et remorqués chacun par deux machines, l'une en tête l'autre en queue.

Dans certains cas, une seule machine en tête était suffisante.

Les locomotives utilisées des types les plus divers et de

provenances variées, étaient partagées en trois dépôts : Salonique, Vertékop, Excissou.

Les plus puissantes d'entre elles et certainement les seules sur lesquelles nous pouvions réellement compter pour assurer le service, étaient des machines américaines de construction récente (1915) que le Gouvernement grec d'Athènes nous avait cédées neuves.

Ces locomotives, du type Mikado, c'est-à-dire comportant six essieux dont quatre accouplés et deux libres, l'un à l'avant, l'autre à l'arrière, utilisaient de la vapeur surchauffée dans deux cylindres indépendants.

C'est une locomotive de ce type qui a servi à nos expériences.

Nous donnons d'autre part les caractéristiques principales de ces machines.

Caractéristiques principales de la machine Mikado à vapeur surchauffée au moyen d'un surchauffeur Schmidt dans les tubes à fumée

Gabarit 1 m. 422	Surface totale 188 mq. 679
Cylindre { Type tiroir cylindrique	— de surchauffe 42 mq. 548
Diamètre : 0 m 584 - course 0 m 66	— grille 3 mq. 163
Effort de traction : 15059 kgr.	Roues accouplées { diam. de bandage 1 m. 52
Facteur d'adhérence : 3,97	— de centre 1 m. 37
Empâtement mobile : 4 m. 756	Roues en acier fondu
— rigide : 4 m. 756	Chassis avant écartement 0 m. 838
— total : 9 m. 668	— arrière — 1 m. 0668
— machine et tender : 17 m. 38	— tender — 0 m. 838
Poids en ordre de marche 85 tonnes	Essieux accouplés fusée princ. 0 m 228 × 0 m 228
— sur les roues accouplées 59 T. 7	— autres 0 m. 2036 × 0 m. 228
— sur bissel arrière 14 T. 3	Essieux, chassis avant 0 m. 1397 × 0 m. 3048
— — avant 10 T. 9	— — arrière 0 m. 1524 × 0 m. 3556
— machine et tender 128 T. 995	— — tender 0 m. 127 × 0 m. 2286
Chaudière à corps cylindrique droit	Boîtes à huile, roues, acier fondu
Diamètre du premier anneau 1 m. 57	Frein moteur american locomotiv Company
Timbre de la chaudière 12 kg.	— tender américain à vide
Boîte à feu type large	— pompe Westinghouse
— longueur 2 m. 127	Chassis avant, pivot à balancier
— largeur 1 m. 517	— arrière radial
Epaisseur du ciel 0 m. 0158	
— plaque tubulaire { 0 m. 0158	Tuyau d'échapp. simple, ajutage { 0 m. 128
— plaques de côté 0 m. 0158	— 0 m. 131
— face arrière 0 m. 0158	— 0 m. 134
— lame d'eau 0 m. 1016	Grille à bascule
Profondeur du foyer 0 m. 60	Piston, diamètre tige 0 m. 095
Tubes à fumée en acier sans soudure	Cheminée, diamètre 0 m. 3302
— nombre 134	— hauteur au-dessus du rail 4 m. 16
— diamètre 0 m. 050	Chassis du tender embouti
Tubes sur chauffeurs en acier sans soudure	Réservoir du tender, type Water-lag
— nombre 21	— capacité en eau 22.700 l.
— diamètre 0 m. 136	— — charbon 9.520 k.
Longueur des tubes 5 m. 709	Tiroir cylindrique diamètre 0 m. 304
Surface de chauffe tubes : 174 mq. 744	— course 0 m. 152
— boîte à feu 12 mq. 148	— quvert. de vapeur 0 m. 0031
— tubes de voûte 1 mq. 486	Jeu entre le piston et la chemise 0 m. 0031
	Profondeur de la gorge du piston 0 m. 0047

Essais à l'indicateur de pression. — Considérons une locomotive remorquant un train à vitesse constante v .

Soit E l'effort moteur moyen par tour de roue obtenu en effectuant une admission $a\%$, avec une pression P que nous pouvons facilement réaliser par l'ouverture plus ou moins complète du régulateur. On conçoit que nous puissions, en conservant la même vitesse, faire produire à la locomotive le même effort E en modifiant à la fois le degré d'admission par la manœuvre de l'appareil distributeur et la pression dans la boîte à vapeur au moyen du régulateur. Ces manœuvres sont particulièrement commodes sur une locomotive. Comme nous l'avons vu, il semble qu'il doive exister une de ces combinaisons de l'appareil distributeur et du régulateur donnant l'effort E à la vitesse v avec une dépense minimum de vapeur.

Nous avons effectué des essais avec deux machines Mikado dont il vient d'être question, sur la section de ligne de Vertékop à Vladovon.

Pour chaque machine, nous avons fait un grand nombre d'essais, dont quatre par machine sont développés ici. Dans chaque essai nous laissions le degré d'admission constant, pendant toute la durée du parcours et nous réglions la marche pour l'effort à fournir au moyen du régulateur seul. Pendant le parcours de nombreux diagrammes d'indicateur étaient pris, calculés ensuite et nous permettaient d'obtenir la puissance moyenne indiquée de l'essai. La mesure directe de l'eau consommée nous donnait ensuite par cheval-heure indiqué, la dépense de vapeur, la dépense de chaleur Q et enfin le rendement thermique indiqué de l'essai $\rho = \frac{635,2}{Q}$, 635,2 étant la chaleur équivalente au cheval-heure.

Nous allons examiner en détail la marche des expériences.

Sur le tablier côté droit de la machine, au-dessus du cylindre, nous avons installé un indicateur de pression Richard qui avait gracieusement été mis à notre disposition par l'ingénieur en chef de la marine française du port de Salonique. Cet indicateur était monté sur un robinet à trois voies d'où partaient deux tuyaux aboutissant l'un à la face avant, l'autre à la face arrière du cylindre. Ce robinet pouvait mettre l'indicateur en communication avec l'une ou l'autre de ces faces ou enfin avec l'air extérieur pour la purge de l'appareil (fig. 1).

Sur le tuyau faisant communiquer l'appareil avec la face avant du cylindre était monté un deuxième robinet à trois voies d'où partait un autre tuyau aboutissant au milieu de la boîte à vapeur. Ce dernier robinet pouvait faire communiquer l'appareil soit avec la vapeur vive de la boîte à vapeur, soit avec la face avant du cylindre.

Les tuyaux avaient soigneusement été calorifugés avec la corde d'amiante pour réduire au minimum les déperditions extérieures.

Sur un support spécial en fer, fixé sur une cornière de soutien du tablier, pouvait osciller un balancier dont une extrémité était entraînée par le mouvement alternatif de la crosse du piston, au moyen d'un galet se déplaçant dans une glissière aménagée à la partie inférieure du balancier.

L'autre extrémité était munie d'un petit tourillon destiné à recevoir le crochet qui terminait le cordonnet inextensible chargé d'assurer la rotation du tambour portepapier de l'appareil lors de sa mise en train.

Deux opérateurs se tenaient à demeure à proximité de l'appareil, sur le tablier de la machine. L'un était chargé d'accrocher le cordonnet au petit tourillon du balancier et

de numéroté le diagramme que lui communiquait le deuxième opérateur chargé spécialement de mettre le papier en place sur le tambour et de manœuvrer les robinets au moment voulu.

Sur la plate-forme de la locomotive étaient installés un indicateur enregistreur de vitesse système Haushalter, deux manomètres indiquant les pressions dans la chaudière et dans la boîte à vapeur et deux pyromètres à cadran, l'un du type Fournier à vapeur saturante, l'autre électrique du modèle courant.

L'indicateur-enregistreur Haushalter se compose essentiellement d'un système d'horlogerie enfermé dans une boîte, en liaison avec une des roues de la machine au moyen d'un système d'arbres et d'engrenages. Toutes les six secondes, un stylet perce une bande de papier graduée qui se déplace devant lui d'un mouvement uniforme. La succession des points marqués par le stylet forme une courbe dont les ordonnées représentent les vitesses et les abscisses les temps. L'appareil est muni en outre d'un cadran sur lequel se déplace une aiguille qui, à chaque instant, indique la vitesse réalisée.

Malgré que les pyromètres employés fussent à l'état de neuf, nous avons vérifié leur exactitude, pour quelques températures assez basses, de la façon suivante :

La locomotive étant à l'arrêt et les roues calées, nous admettions dans la boîte à vapeur de la vapeur saturée à diverses pressions connues : les tables de Regnault nous donnaient les températures correspondantes. Nous obtenions dans la boîte à vapeur une pression uniforme pendant tout le temps nécessaire à une observation, en réglant l'échappement de la vapeur à l'extérieur par l'ouverture des purgeurs des cylindres ou mieux par la manœuvre du robinet bye-pass qui dans la marche à régulateur fermé est

utilisé pour établir la communication entre l'avant et l'arrière du cylindre dans le but d'éviter des compressions exagérées étant donnée la nature des tiroirs (cylindriques).

Chaque fois qu'il était procédé à un essai, on remplissait complètement la caisse à eau du tender et on notait avant le départ la hauteur de l'eau dans le tube à niveau de la chaudière. On tirait un diagramme au moins chaque fois qu'il y avait variation de vitesse. L'opérateur placé sur la plate-forme de la locomotive donnait le signal au moyen d'un coup de sirène, aux deux opérateurs placés à l'avant. Il notait alors le numéro du diagramme, la pression de la chaudière, la température de la vapeur admise, la vitesse, la pression dans la boîte à vapeur, le degré d'ouverture du régulateur et le degré de détente. En outre, nous avions eu l'idée de tracer au même instant un trait vertical sur la bande de papier de l'enregistreur juste au-dessus du stylet perforateur. Cette marque nous situait le diagramme par rapport au temps, et nous simplifiait beaucoup dans la suite la construction des courbes de puissance.

Les deux arrêts intermédiaires de Vodena et Dekeli étaient faits sans le secours des freins, opération peu difficile étant donnée l'inclinaison du profil. En outre le palier situé vers le milieu du parcours était franchi à régulateur fermé en vertu de la vitesse acquise.

A l'arrivée au terme du parcours, le niveau de l'eau dans la chaudière était mis au même point qu'au départ (la pression étant toujours maintenue à 12 kilogs effectifs) et nous mesurons au moyen d'une jauge graduée à l'avance l'eau sortie du tender.

Pour avoir la valeur exacte de l'eau entrée dans la chaudière nous retranchions de l'eau sortie du tender, l'eau perdue par l'amorçage des injecteurs, valeur sur laquelle une expérience antérieure nous avait renseignés.

Nous avons généralement utilisé pour l'indicateur de pression un ressort taré à un kilogramme pour 6 millimètres et deux longueurs de diagrammes, 120 et 100 millimètres.

En outre, pour chaque machine, nous avons employé dans deux essais, deux ressorts tarés à un kilogramme pour 10 millimètres et 17 millimètres, qui nous ont donné à grande échelle les pressions dans la partie inférieure du diagramme pendant les périodes d'échappement et de compression.

Chaque diagramme donne la courbe des pressions sur la face avant, sur la face arrière, dans la boîte à vapeur, pendant un aller et retour du piston moteur. En outre l'indicateur étant mis en communication avec l'air extérieur au début de chaque prise d'essai, le crayon traçait la ligne des pressions effectives nulles.

Au moyen d'un planimètre, nous avons mesuré la surface des deux diagrammes avant et arrière, soient S et S' . Appelons θ la tare du ressort de l'indicateur, V le volume engendré par le piston, l la longueur du diagramme.

Le nombre moyen de kilogrammètres par coup est:

$$n = \frac{100}{l} \times \frac{100}{\theta} \times V \left(\frac{S + S'}{2} \right)$$

en supposant la contre-tige du piston du même diamètre que la tige. Dans le cas contraire, en appelant V_1 le volume engendré par le piston dans sa course aller et V_2 celui engendré dans sa course retour, on aurait:

$$n = \frac{100}{l} \times \frac{100}{\theta} \times \frac{V_1 + V_2}{2} \times \frac{S + S'}{2}$$

On admet que dans le cylindre symétrique il en est de même, donc en appelant D le diamètre des roues motrices, l'effort moteur indique E à la jante des roues est:

$$E = \frac{100}{1} \times \frac{100}{\theta} \times \frac{V_1 + V_2}{2} \times \frac{S + S'}{2} \times \frac{4}{\pi D}$$

Le travail indiqué est donné par:

$$T = \frac{Ev}{75} \text{ ou } \frac{Ev'}{270}$$

suivant que v et v' représentent la vitesse de la machine par seconde ou par heure.

Sur la première machine (machine 404) nous avons réglé la marche au moyen de l'appareil distributeur de façon à effectuer les admissions indiquées par le tableau ci-après:

Durée de l'admission en % de course du piston	45	50	53	58
Volumes admis correspondants (en litres) espaces nuisibles non compris	79	88	93	102

Sur la seconde machine (machine 419) nous avons:

Durée de l'admission en % de course du piston	50	53	58	61
Volumes admis correspondants (en litres) espaces nuisibles non compris	80	95	102	108

Le volume engendré par le piston dans le sens de l'arrière vers l'avant était de 173 litres et dans les sens de l'avant vers l'arrière de 177 litres. La mesure directe de

l'espace nuisible nous avait donné comme volume 22 litres. (pour l'espace nuisible arrière nous avons négligé la faible valeur de la portion de tige du piston).

La vitesse ordinaire des trains a été maintenue entre 15 et 20 kilomètres à l'heure, et le tonnage remorqué oscillait autour de 200 tonnes par machine.

Nous donnons ci-après les résultats des huit essais. La pression dans la boîte à vapeur a été directement mesurée sur les diagrammes.

ESSAI DU 5 JUIN TRAIN 420, MACHINE 404

N° du diagramme	Division de la reglette d'admission	Cran d'ouverture du régulateur	Pression chaudière	Pression boîte à vapeur	Température de la vapeur	Vitesse	Puissance en chevaux
711	45	fond	12	9.4	275	35	846
712	—	—	12.1	9.7	290	25	769
713	—	—	12.2	9.9	300	18	602
714	—	—	12.2	10	300	12	420
715	—	—	12.2	10.3	300	10	350
716	—	—	12.1	10.2	300	10	359
717	—	—	12.2	10.3	305	12	435
718	—	—	12.1	10.1	305	14	489
719	—	—	12.1	10	310	14	500
720	—	—	12.1	10	315	13	460
721	—	—	12.3	10.4	315	10	363
722	—	—	12	10.2	315	10	357
723	—	—	12	10.3	315	12	425
724	—	—	12.2	9.9	310	17	587
725	—	—	11.9	9.7	310	19	642
726	—	—	12	9.6	310	20	657
727	—	—	12	9.7	305	21	695
728	—	—	12.3	9.8	300	24	798
729	—	—	12	9.7	315	20	666
730	—	—	12.2	10	320	18	629
731	—	—	12.4	10.3	315	16	574
732	—	—	12.2	10.1	310	14	504
733	—	—	11.9	9.6	305	17	563
734	—	—	12.1	9.7	305	20	673
735	—	—	11.9	9.8	310	32	968
736	—	—	12.1	9.9	300	45	809
737	—	—	12.4	10	300	18	632
738	—	—	12.1	10.1	300	13	468
739	—	—	12	10	295	10	360
740	—	—	12.2	10.1	290	11	396
741	—	—	12.2	10.1	295	14	493
742	—	—	12.4	10.2	295	16	584
743	—	—	12.1	9.8	290	16	579
744	—	—	12.4	10.3	290	16	582
745	—	—	12.2	10.2	295	15	528
746	—	—	12.6	10.4	295	16	583
747	—	—	12.6	10.4	310	16	561
748	—	—	12.4	10.4	300	15	552
749	—	—	12.5	10.1	255	25	835
750	—	—	12.8	10.5	290	18	636
751	—	—	12.6	10.5	310	16	582
752	—	—	12.7	10.6	320	15	540
753	—	—	12.7	10.6	315	14	522
754	—	—	12.4	10.5	310	14	511
755	—	—	12.9	10.3	330	14	512
756	—	—	12.5	10.4	310	14	510
757	—	—	12.9	10.6	315	12	448
758	—	—	12.9	10.8	320	11	426
759	—	—	12.8	10.8	325	12	452
760	—	—	12.6	10.7	325	13	497
761	—	—	12.9	10.7	320	13	501
762	—	—	12.9	10.9	300	14	536
763	—	—	12.9	10.8	300	10	383
764	—	—	12.9	11.2	310	14	544
765	—	—	12.9	11.1	315	15	613
766	—	—	12.9	11	325	15	601
767	—	—	12.9	11.1	325	14	545
768	—	—	12.9	11	330	13	508
769	—	—	12.9	7.5	350	27	597

ESSAI DU 12 AVRIL TRAIN 428, MACHINE 404

N ^o du dia- gramme	Division de la réglette d'admis- sion	Cran d'ouver- ture du regula- teur	Pression chaudière	Pression boîte à va- peur	Tempéra- ture de la vapeur	Vitesse	Puissance en chevaux
347	50	27	12	7.3	290	45	891
348	—	—	12.6	9	315	25	784
349	—	—	12.6	10.5	310	19	709
350	—	—	12.6	10.7	320	13	500
351	—	—	12.4	10.6	310	13	511
352	—	—	12.5	12.8	305	14	555
353	—	—	12.4	10.8	315	16	625
354	—	—	12.6	11.1	325	16	631
355	—	—	11.5	10.8	330	17	669
356	—	—	12.5	10.6	325	20	753
357	—	—	12.1	10.3	320	25	866
358	—	—	12.9	11	280	20	789
359	—	—	12.9	11	310	19	440
360	—	—	12.9	11	320	19	744
361	—	—	12.5	10.8	310	19	729
362	—	—	12.6	10.7	315	22	810
363	—	—	12.4	10.4	310	35	1149
364	—	—	12.4	10.5	310	24	867
365	—	—	12.8	10.8	315	20	761
366	—	—	12.9	11	315	19	745
367	—	—	12.9	11	320	18	502
368	—	—	12.9	11	325	19	768
369	—	—	12.9	11.2	330	19	753
370	—	—	13	11.2	340	18	721
371	—	—	12.9	11.2	340	18	712
372	—	—	12.9	11.2	345	18	712
373	—	—	12.6	»	275	27	950
374	—	—	12.5	10.7	300	21	778
375	—	—	12.6	10.8	320	20	755
376	—	—	12.7	10.9	330	19	722
377	—	—	12.7	10.9	330	20	761
378	—	—	12.4	10.7	315	20	763
379	—	—	12.9	11	310	19	727
380	—	—	12.9	11.1	315	19	733
381	—	—	12.9	11	320	21	810
382	—	—	12.9	11	325	21	812
383	—	—	12.9	11	340	21	801
384	—	—	12.9	11	345	20	772
385	—	—	12.4	10.7	340	21	786
386	—	—	12.2	10.6	330	20	776
387	—	—	12.7	10.9	330	21	788
388	—	—	12.9	11	340	22	836

ESSAI DU 21 JUIN, TRAIN 420, MACHINE 404

N° du diagram- me	Division de la règlette d'admission	Cran d'ou- verture du régulateur	Pression chaudière	Pression boîte à va- peur	Tempéra- ture de la vapeur	Vitesse	Puissance en chevaux
770	53	23	12.8	7	295	36	846
771	—	—	12.9	8.9	295	20	667
772	—	—	13.	9.7	300	15	571
773	—	—	12.9	10.1	325	11	442
774	—	—	12.8	10.1	325	10	300
775	—	—	12.8	10.1	315	11	442
776	—	—	12.5	9.9	310	11	430
777	—	—	12.9	10.3	305	11	443
778	—	—	12.8	10	310	11	429
779	—	—	12.9	10.2	310	13	513
780	—	—	12.5	10	310	11	333
781	—	—	13	10.2	315	14	150
782	—	—	12.8	9.8	320	17	631
783	—	—	12.6	9.4	330	19	670
784	—	—	12.8	9.7	327	18	675
785	—	—	12.7	9.6	325	15	569
786	—	—	12.9	9.4	250	18	661
787	—	—	12.8	10.4	290	9	3.3
788	—	—	12.6	9.9	300	10	388
789	—	—	13	10.3	310	12	488
790	—	—	12.9	10.3	320	13	517
791	—	—	12.9	9.7	325	19	695
792	—	—	12.9	9.7	330	20	726
793	—	—	12.8	8.7	»	30	908
794	—	—	12.8	7.7	300	35	964
795	—	—	12.6	9.3	325	20	702
796	—	—	12.8	9.9	320	18	576
797	—	—	12.5	9.8	320	14	530
798	—	—	12.8	10.1	315	13	508
799	—	—	12.7	9.9	310	14	530
800	—	—	12.7	9.9	315	13	496
801	—	—	12.8	10.2	315	12	474
802	—	—	12.7	10.1	320	11	429
803	—	—	13	10.5	325	12	484
804	—	—	13	10.4	300	14	560
805	—	—	13	10.4	330	14	552
806	—	—	12.9	10.2	335	14	580
807	—	—	12.8	7.6	»	24	759
808	—	—	13	10.6	300	10	414
809	—	—	13	10.6	310	9	356
810	—	—	12.9	10.5	315	9	369
811	—	—	12.9	10.4	315	10	416
812	—	—	12.7	10.1	305	10	409
813	—	—	13	10.6	310	11	456
814	—	—	12.9	10.5	315	9	377
815	—	—	13	10.7	330	11	465
816	—	—	12.9	10.3	325	11	446
817	—	—	12	10.4	325	10	415
818	—	—	13	10.5	315	11	446
819	—	—	13	10.4	320	13	527
820	—	—	13	10.4	320	12	489
821	—	—	13	10.3	330	11	435
822	—	—	13	9.8	325	15	581
823	—	—	12.6	9.9	330	13	519
824	—	—	12.8	10.2	330	10	401
825	—	—	12	7.3	335	35	961

ESSAI DU 13 AVRIL TRAIN 420, MACHINE 404

N° du dia- gramme	Division de la réglette d'admis- sion	Cran d'ouver- ture du régula- teur	Pression chaudière	Pression boîte à va- peur	Tempéra- ture de la vapeur	Vitesse	Fuissanc en chevaux
389	58	21	11.5	5.6	»	25	478
390	—	—	11.3	5.6	300	32	618
391	—	—	11.3	7.6	305	15	444
392	—	—	11.5	8	305	14	442
393	—	—	11.9	8.2	300	13	427
394	—	—	11.9	8.8	300	12	420
395	—	—	12	9	300	12	423
396	—	—	12.1	9.2	310	12	448
397	—	—	12.1	9.3	310	12	451
398	—	—	12	9.2	315	14	504
399	—	—	12.1	9.2	305	15	544
400	—	—	12.3	9.2	305	18	598
401	—	—	11.9	8.3	305	21	664
402	—	—	12	8.2	305	23	701
403	—	—	12.5	9.3	275	17	630
404	—	—	12.6	10	300	12	483
405	—	—	12.1	9.6	300	12	465
406	—	—	12.3	9.9	300	11	434
407	—	—	12.3	9.5	295	15	559
408	—	—	12.1	9.2	300	18	659
409	—	—	12.3	8.5	280	25	770
410	—	—	12.4	7.4	315	35	945
411	—	—	12.6	9.4	315	20	531
412	—	—	12.5	9.6	310	15	580
413	—	—	12.4	9.9	320	14	557
414	—	—	12.4	9.8	320	15	577
415	—	—	12.4	9.8	325	16	613
416	—	—	12.9	10	335	17	679
417	—	—	12.9	10.4	335	15	624
418	—	—	12.9	10.4	330	15	627
419	—	—	12.9	10.9	330	16	655
420	—	—	12.9	10.1	330	17	688
421	—	—	12.9	8.2	290	21	650
422	—	—	12.9	10.3	290	12	505
423	—	—	12.9	10.3	300	12	498
424	—	—	12.9	10.2	310	11	457
425	—	—	12.9	10.1	310	13	528
426	—	—	12.6	10	315	11	457
427	—	—	12.9	10.3	310	14	578
428	—	—	12.6	10	320	14	551
429	—	—	12.6	10.1	315	14	556
430	—	—	12.5	10.3	320	16	679
431	—	—	12.9	10.4	320	13	541
432	—	—	12.9	10.2	315	11	438
433	—	—	12.9	10	325	15	595
434	—	—	12.6	10.1	315	14	562
435	—	—	12.6	10	315	15	579
436	—	—	12.7	10	320	16	629
437	—	—	12.7	9.2	335	23	793

ESSAI DU 1^{er} MAI, TRAIN 420, MACHINE 419

N ^o du dia- gramme	Division de la réglette d'admis- sion	Cran d'ouver- ture du régula- teur	Pression chaudière	Pression boîte à va- peur	Tempéra- ture de la vapeur	Vitesse	Puissance en chevaux
603	50	fond	12.2	9	"	10	1113
609	—	—	11.5	9.5	300	28	963
610	—	—	11.8	9.7	300	22	827
611	—	—	11.8	10	300.	20	778
612	—	—	12	10.5	300	16	657
613	—	—	12.3	10.7	300	13	543
614	—	—	12.6	10	300	14	605
615	—	—	12.4	10.8	305	14	588
616	—	—	12.1	10.7	300	12	505
617	—	—	12.4	10.9	310	12	470
618	—	—	12	10.5	310	13	526
619	—	—	12.3	10.7	300	13	541
620	—	—	12.1	10.6	295	16	638
621	—	—	12	10.2	300	20	765
622	—	—	11.9	10	310	23	858
623	—	—	12	10	315	25	946
624	—	—	11.8	9.9	"	22	843
625	—	—	12	10.1	280	19	758
626	—	—	12.4	10.7	295	18	763
627	—	—	12.1	10.6	307	17	705
628	—	—	12	10.3	315	19	739
629	—	—	11.8	9.9	320	21	793
630	—	—	12.3	10.2	330	30	1140
631	—	—	11.8	9.8	315	30	1040
632	—	—	12.1	10.5	330	22	894
633	—	—	12.4	10.8	335	19	787
634	—	—	12.3	10.7	335	18	751
635	—	—	12.1	10.6	335	17	708
636	—	—	12.1	10.8	325	15	636
637	—	—	12.3	10.9	320	18	745
638	—	—	12.1	10.7	320	17	699
639	—	—	12.2	10.9	310	15	631
640	—	—	12.3	10.9	305	16	666
641	—	—	12	10.5	300	15	608
642	—	—	12	10.5	290	14	565
643	—	—	12.1	10	"	30	1020
644	—	—	12.4	10.5	280	23	877
645	—	—	12.5	10.8	305	19	782
646	—	—	12.1	10.5	300	18	716
647	—	—	12	10.7	325	15	610
648	—	—	12.3	10.7	320	15	624
649	—	—	12.3	10.7	315	16	664
650	—	—	12.5	10.8	320	16	669
651	—	—	12.3	10.7	325	16	654
652	—	—	12	10.5	330	17	670
653	—	—	12.1	10.5	320	17	688
654	—	—	11.9	10.2	320	16	626
655	—	—	12	10.3	310	14	566
656	—	—	12.3	10.5	310	16	656
657	—	—	12.1	10.4	315	17	671
658	—	—	12.2	10.5	315	16	654
659	—	—	11.8	10.1	315	17	658
660	—	—	11	9	315	30	1026

ESSAI DU 18 AVRIL, TRAIN 428, MACHINE 419

N ^o du diagramme	Division de la règle d'admission	Cran d'ouverture du régulateur	Pression chaudière	Pression boîte à vapeur	Température de la vapeur d'admiss.	Vitesse	Puissance en chevaux
438	53	25	12.1	8	220	26	780
439	—	—	12.1	9 7	275	35	948
440	—	—	12.6	10.6	280	22	809
441	—	—	12.4	10.7	290	14	584
442	—	—	12.1	10.6	310	12	508
443	—	—	12.3	10.8	295	12	510
444	—	—	12.5	10.6	295	15	630
445	—	—	12.2	10.6	305	15	925
446	—	—	12 1	10.7	310	14	586
447	—	—	12.6	10.9	325	16	706
448	—	—	12.5	10.7	330	16	685
449	—	—	12.4	9.9	330	19	776
450	—	—	12.1	10.2	330	21	625
451	—	—	12.1	9.5	310	22	848
452	—	—	11.8	10.2	255	21	802
453	—	—	12	10 6	280	15	626
454	—	—	12 5	10.7	305	15	650
455	—	—	12.5	10.5	315	15	663
456	—	—	12.1	10.2	325	17	709
457	—	—	12	9.5	320	20	820
458	—	—	11.5	9.4	310	20	740
459	—	—	12.1	10.2	290	29	1053
460	—	—	12.4	10.5	305	20	830
461	—	—	12.1	10.4	310	18	745
462	—	—	11.9	10.4	280	15	629
463	—	—	12.3	10.7	285	16	683
464	—	—	12.5	10 7	295	18	760
465	—	—	12.2	10.3	300	16	668
466	—	—	12	10.1	300	15	632
467	—	—	12.1	10.3	285	15	637
468	—	—	12.1	10	250	26	706
469	—	—	12.3	10.6	260	10	437
470	—	—	12	10.2	285	11	460
471	—	—	12.4	10	295	11	481
472	—	—	12.1	10.4	300	11	461
473	—	—	12.1	10 3	295	12	506
474	—	—	12.3	10.4	296	13	549
475	—	—	12.3	10.5	295	13	547
476	—	—	12.1	10.4	295	14	581
477	—	—	12.5	10.6	290	15	632
478	—	—	12	10 2	295	15	627
479	—	—	12	10.5	300	14	581
480	—	—	12.4	10 4	305	15	612
481	—	—	12.2	10.2	300	15	665
482	—	—	12.4	10.2	295	16	644
483	—	—	11 8	10	320	25	914

ESSAI DU 3 MAI, MACHINE 419, TRAIN 420

N° du dia- gramme	Division de la réglette d'admis- sion	Cran d'ouver- ture du régula- teur	Pression chaudière	Pression boîte à va- peur	Tempéra- ture de la vapeur	Vitesse	Puissance en chevaux
661	58	21	12	»	»	41	»
662	—	—	12.3	7.5	280	23	722
663	—	—	12	8	295	18	614
664	—	—	11.9	8	300	18	630
665	—	—	12.1	8.5	305	17	640
666	—	—	12.2	8.6	300	17	635
667	—	—	12.3	8.7	305	17	651
668	—	—	12	8.3	310	19	680
669	—	—	12.1	8.4	315	19	703
670	—	—	12.4	8.5	305	20	727
671	—	—	12.1	7.8	310	23	742
672	—	—	11.8	7.4	315	25	741
673	—	—	11.5	7.2	315	26	761
674	—	—	11.6	6	»	16	523
675	—	—	11.4	7.5	»	21	510
676	—	—	11.4	8.1	270	14	495
677	—	—	11.5	8.3	290	14	521
678	—	—	11.7	8.5	305	14	540
679	—	—	12	8.7	320	16	599
680	—	—	12.1	8.9	320	20	726
681	—	—	12.2	8.2	325	22	758
682	—	—	11.6	7	330	30	640
683	—	—	12	6	310	35	908
684	—	—	11.9	7.5	310	25	793
685	—	—	12	8	325	21	730
686	—	—	12.3	8.8	335	21	768
687	—	—	11.9	8.7	340	20	720
688	—	—	11.8	8.4	340	20	708
689	—	—	11.9	8.6	335	20	731
690	—	—	12	9	325	18	694
691	—	—	12.2	9.2	330	19	721
692	—	—	11.8	8.9	335	19	695
693	—	—	11.1	8.5	340	18	702
694	—	—	12.3	6.5	»	30	766
695	—	—	12.3	8	305	24	782
696	—	—	12.5	8.5	325	22	713
697	—	—	12.2	8.4	340	21	753
698	—	—	12	8.3	340	20	719
699	—	—	12.2	8.4	325	20	728
700	—	—	12.1	8.4	330	20	718
701	—	—	12	8.4	320	20	730
702	—	—	12	8.5	315	20	721
703	—	—	12.1	8.4	315	20	721
704	—	—	12.1	8.4	315	19	680
705	—	—	11.9	8.5	320	18	648
706	—	—	12	8.4	320	20	717
707	—	—	12.1	8.5	315	20	727
708	—	—	11.7	8.3	305	19	679
709	—	—	10.6	7.7	305	16	520
710	—	—	10.5	6.8	295	31	848

ESSAI DU 27 AVRIL, MACHINE 419, TRAIN 420

N° du dia- gramme	Division de la réglette d'admis- sion	Cran d'ouver- ture du régula- teur	Pression de la chaudière	Pression de la boîte à vapeur	Tempéra- ture de la vapeur	Vitesse	Puissance en chevaux
558	61	20	11	6.3	275	33	819
559	—	—	11.2	7.8	280	22	744
560	—	—	11.5	8.8	290	18	715
561	—	—	11.7	9.1	290	17	710
562	—	—	11.9	9.5	295	16	689
563	—	—	12.1	10	300	15	662
564	—	—	12.4	10.1	300	16	716
565	—	—	12.2	10	300	17	741
566	—	—	11.9	9.8	300	16	679
567	—	—	11.9	9.8	315	15	638
568	—	—	12.1	9.7	315	17	716
569	—	—	12.3	9.5	305	18	683
570	—	—	12	8.8	305	22	817
571	—	—	11.9	6.5	305	22	600
572	—	—	11.9	6.5	305	20	595
573	—	—	12.1	9.4	255	18	765
574	—	—	12.5	10	265	16	717
575	—	—	12.5	9.8	280	16	704
576	—	—	12.3	9.2	310	19	760
577	—	—	12.1	8.6	330	20	761
578	—	—	12	8.4	335	22	789
579	—	—	11.7	8.8	310	33	883
580	—	—	11.9	9.2	365	16	659
581	—	—	12.3	9.5	320	17	733
582	—	—	12.4	9.5	330	18	776
583	—	—	12.2	9.5	330	19	802
584	—	—	12.2	10	330	20	883
585	—	—	12	9.8	330	20	848
586	—	—	12	9.8	340	18	728
587	—	—	11.9	9.8	340	16	690
588	—	—	11.9	9.8	330	17	725
589	—	—	11.8	9.7	325	17	709
590	—	—	12	7.1	»	22	666
591	—	—	12	9.1	255	15	612
592	—	—	12.6	9.8	280	14	623
593	—	—	12.4	9.7	305	15	652
594	—	—	12.3	9.6	320	16	672
595	—	—	12	9.5	320	15	624
596	—	—	12	9.4	320	16	654
597	—	—	12	9.3	305	17	697
598	—	—	12.1	9.5	310	17	710
599	—	—	12	9.4	315	16	658
600	—	—	12	9.3	305	16	652
601	—	—	12.1	9.4	305	16	663
602	—	—	12	9.3	315	16	657
603	—	—	11.6	9.1	315	15	602
604	—	—	11.7	9	305	15	595
605	—	—	11.9	9.2	300	15	619
606	—	—	11.2	9.2	300	18	732
607	—	—	10.6	7.5	305	25	839

Construction des courbes. — Considérons deux axes de coordonnées. Sur l'axe des abscisses nous compterons les temps; sur celui des ordonnées nous compterons tour à tour les vitesses, les pressions par centimètre carré dans la chaudière et dans la boîte à vapeur, les puissances, les températures de surchauffe. Nous avons tracé d'abord la ligne des vitesses à l'échelle indiquée par le diagramme des vitesses de l'enregistreur Haushalter. Nous y avons reproduit les repères que nous avons tracés sur la bande de papier de l'enregistreur lors de l'essai. Sur les ordonnées, passant par ces repères, nous avons marqué des points, à des échelles quelconques, indiquant les puissances, les pressions dans la boîte à vapeur, les températures de la vapeur d'admission calculées ou observées sur chaque diagramme d'indicateur. Après avoir joint par un trait continu les points ainsi obtenus, nous avons planimétré toutes les courbes résultantes, opération qui nous a donné le diagramme moyen de chaque essai (fig. 3 à 10).

La puissance moyenne de l'essai étant connue, nous avons calculé la dépense réelle d'eau par cheval-heure indiqué. La connaissance de la température moyenne de la vapeur surchauffée nous a permis de trouver la chaleur dépensée par cheval-heure indiqué Q en partant de

$$\Lambda = \lambda + cp (T' - T)$$

Λ et λ , T' et T étant les chaleurs totales et les températures de la vapeur surchauffée et saturée à la pression d'admission.

De là nous avons aisément déduit le rendement thermique indiqué:

$$\rho = \frac{635.2}{Q}$$

635,2 étant le nombre des calories équivalent au cheval-heure.

Il y a lieu de remarquer que les poids d'eau dépensée par cheval-heure indiqués dans les diverses expériences ne peuvent pas être comparables entre eux, puisque la température de la vapeur utilisée est différente dans chaque cas. Nous avons transformé ces poids de vapeur en poids type Vinçotte.

On appelle kilogramme-type de Vinçotte, le poids de vapeur qui correspond à 655,062 calories (chaleur totale de la vapeur saturée à 6 kilogs). Si donc Γ est la dépense réelle d'eau par cheval-heure, la dépense en unité Vinçotte est:

$$\frac{\Gamma \Lambda}{655,062}$$

Λ étant la chaleur totale de la vapeur surchauffée à la température et à la pression à laquelle elle a été utilisée. Nous donnons ci-après, les résultats des deux groupes d'essais.

MACHINE 404

DATES DES ESSAIS	5 Juin	12 Avril	21 Juin	13 Avril
Volume admis en litres..	79	88	93	102
Puissance moyenne en chevaux	559	714	548	556
Température moyenne de la vapeur	301	307	310	307
Dépense d'eau totale en litres	10 460	9 229	9 632	8 931
Dépense d'eau par heure.	6 540	7 282	5 208	5 582
Dépense d'eau par cheval heure indiqué en litres.	11,71	10,20	9,30	10,03
Dépense d'eau Vinçotte par cheval heure indiqué.	12,91	11,29	10,32	11,11
Dépense de chaleur par cheval heure indiqué.	8,407	7 397	6.765	7.281
Rendement thermique indiqué.	0,07543	0,08584	0,09386	0,08722

MACHINE 419

DATES DES ESSAIS	1 ^{er} mai	18 avril	3 mai	27 avril
Volume admis en litres	88	95	102	108
Puissance moyenne en chevaux.....	704	640	685	678
Température moyenne de la vapeur.....	305	295	308	303
Dépense d'eau totale en litres.....	10 592	9 226	7 841	9 961
Dépense d'eau par heure	7 390	5 767	6 272	6 791
Dépense d'eau par cheval heure indiqué.....	10,49	9,01	9,15	10,01
Dépense d'eau Vingotte par cheval-heure indiqué.....	11,59	9,88	10,15	11,5
Dépense de chaleur par cheval heure indiqué	7 592	6 480	6 656	7 243
Rendement thermique indiqué.....	0,08364	0,0980	0,0954	0,08769

Il résulte de l'examen des tableaux précédents que, dans le premier cas (machine 404) la puissance moyenne a oscillé autour de 554 chevaux indiqués, sauf dans l'essai du 12 avril pour lequel la charge remorquée ayant légèrement diminué, la vitesse moyenne s'est accrue au-dessus de la normale.

Dans le deuxième cas (machine 419) la puissance moyenne a oscillé autour de 676 chevaux indiqués.

Il nous était, on le conçoit sans peine, extrêmement difficile d'obtenir pour chaque essai les mêmes valeurs de la puissance. Nous avons dû par conséquent effectuer un grand nombre d'expériences et choisir les essais qui nous donnaient des puissances moyennes sensiblement voisines. Les légères différences des essais de chaque groupe (hormis l'essai du 12 avril) nous permettent néanmoins d'étayer nos résultats.

De même, en ce qui concerne la surchauffe de la vapeur, nous n'avons pas pu pour chaque groupe d'essais maintenir une valeur constante. C'est que, non seulement les combustibles employés étaient de qualités différentes, mais encore les machines Mikado, contrairement aux locomotives françaises ne sont munies d'aucun dispositif permettant de régler la température de la vapeur d'admission. Toutefois les différences de consommation d'eau réelle et d'eau Vinçotte étant sensiblement constantes dans chaque groupe :

$$1,20 - 1,09 - 1,02 - 1,08$$

pour le premier groupe,

$$1,10 - 0,87 - 1,00 - 1,04$$

pour le second groupe, nous pouvons considérer que les différences de température de la vapeur travaillante sont

négligeables puisqu'elles ne modifient pas l'ordre des consommations d'eau Vinçotte par cheval-heure et par suite celui des rendements thermiques indiqués.

Nous avons représenté les résultats des expériences par des courbes que nous reproduisons d'autre part (fig. 2).

Pour les deux machines nous constatons que la dépense d'eau par cheval-heure indiqué va d'abord en diminuant jusque vers l'admission de 53 % elle augmente ensuite au fur et à mesure qu'on allonge l'admission.

Le volume admis de 93 à 95 litres est donc celui qui donne le meilleur rendement thermique indiqué. D'après le principe d'économie de Dwelshauvers-Dery, cette admission concorde donc avec le maximum de siccité des parois au moment où va s'ouvrir l'échappement. Nous pouvons même dire, qu'elles sont parfaitement sèches, car pour les admissions plus longues que nous avons employées, la vapeur est surchauffée au moment de l'échappement et *à fortiori* il n'existe plus de trace d'eau sur les parois, comme d'ailleurs nous le verrons plus loin.

Par conséquent, pour des volumes admis supérieurs à 93-95 %, la grande consommation de chaleur provient surtout de la trop grande chaleur interne de la vapeur au moment de l'échappement. Nous reviendrons d'ailleurs plus loin sur cette question.

Il est à remarquer que l'admission de 53 % est celle qui en service courant est généralement utilisée par les mécaniciens, qui à l'usage et sans données scientifiques quelconques sont arrivés à la reconnaître comme la plus avantageuse.

Ce résultat n'a rien qui surprenne, car pour une admission si longue la résistance opposée par la machine au mouvement s'approche de sa valeur minima, les variations de l'effort tangentiel par tour de roue se maintenant entre de faibles limites.

CHAPITRE III

Sous avons vu avec quelle rapidité la surchauffe pouvait disparaître au cours de son évolution dans le cylindre. Supposons un instant que notre cylindre, ait ses parois imperméables à la chaleur. Imaginons le diagramme moyen d'indicateur qui en résulterait si nous utilisions de la vapeur surchauffée à une température suffisamment grande pour que la surchauffe persiste à la fin de la détente, soient :

$$\varphi_2 + \frac{r_2}{T_2} + \int_{T_2}^{\Theta} \frac{dQ}{T} \text{ et } \varphi_1 + \frac{r_1}{T_1}$$

les entropies de la vapeur surchauffée avec un degré de surchauffe $\Theta - T_2$ à la fin de l'admission et de la vapeur saturée à la fin de la détente quand la vapeur surchauffée arrive à perdre toute sa surchauffe. Si nous tenons compte de l'hypothèse que nous venons de faire nous aurons

$$(1) \quad \varphi_1 + \frac{r_1}{T_1} = \varphi_2 + \frac{r_2}{T_2} + c_p \int_{T_2}^{\Theta} \frac{dT}{T}$$

puis que la détente adiabatique est isentropique.

Si nous voulons donc de la vapeur surchauffée à la fin de

la détente, nous devons donner à Θ une valeur légèrement supérieure à celle trouvée par l'équation (1).

Si nous augmentons la température de la vapeur d'admission sans rien changer à la pression ni à la durée de l'admission, ni à la vitesse de la machine, la surface du diagramme ne variera pas (nous considérons comme négligeables les variations de la vitesse d'écoulement de la vapeur surchauffée aux diverses températures). Soient $\mathcal{C}_i$ le travail indiqué de ce diagramme, V le volume occupé par la vapeur à la fin de l'admission et V' le volume de vapeur surchauffée à la température T d'admission qu'occuperait un poids de vapeur égal à celui qui existe dans le cylindre au début de la compression.

Il s'échappe par coup de piston un volume de vapeur égal à $V - V'$ et dont le poids est

$$\pi = (V - V') p \times \frac{1}{RT - C_p}$$

Le volume spécifique étant donné par l'équation de Tumlirz relative à la compressibilité de la vapeur surchauffée

$$pv = RT - C_p$$

La quantité de chaleur dépensée par coup est donc en appelant Λ la chaleur totale de la vapeur surchauffée et λ la chaleur spécifique de la vapeur surchauffée que nous supposerons constante

$$\pi \Lambda = \frac{(V - V') p}{RT - C_p} [\lambda + a (T - T')]$$

λ étant la chaleur totale de la vapeur saturée à la pression p .

La quantité de chaleur par cheval-heure indiquée est

done en posant $V-V' = W$ et en appelant n le nombre de coups de piston à l'heure :

$$Q = \frac{n \pi \Lambda}{\mathfrak{C}_i} = n \frac{W p \lambda + a p W (T - T')}{(RT - C_p) \mathfrak{C}_i}$$

d'où

$$\rho = \frac{\mathfrak{C}_i \times 635,2}{n W p} \times \frac{RT - C_p}{\lambda + a (T - T')}$$

en différentiant par rapport à T

$$\frac{d\rho}{dT} = \frac{\mathfrak{C}_i \times 635,2}{n W p [\lambda + a (T - T')]^2} (R \lambda - RT' + a C_p)$$

$R (\lambda - T') + a C_p$ est toujours positif car $\lambda - T' > 0$, donc ρ croît avec la température.

Nous avons considéré $W = V-V'$ comme constant, car la variation du poids de vapeur enfermée dans le cylindre au commencement de la compression de très courte durée, étant donnée la longueur des admissions est négligeable par rapport au poids de vapeur à la fin de l'admission.

Supposons maintenant la température T constante et faisons varier le volume V d'admission, en réglant l'ouverture du régulateur pour que le travail indiqué $\mathfrak{C}_i$ et la vitesse restent constants. $W = V-V'$ variera dans le même sens, puisque V' varie en raison inverse de V à cause de la dépendance des diverses phases de la distribution par coulisse. Dans la valeur de

$$\rho = \frac{\mathfrak{C}_i \times 635,2}{W p} \times \frac{RT - C_p}{\lambda + a (T - T')}$$

nous avons comme variables

$$W, \quad p, \quad \lambda, \quad T'$$

Soient, pour simplifier, deux diagrammes d'indicateur réduits à la période d'admission et de détente. Soient V_0 et V_1 les volumes admis aux pressions p_0 et p_1 et à la même température de surchauffe, l la course du piston, c_0 et c_1 les longueurs de l'admission, on a

$$\mathcal{C}_0 = V_0 p_0 \left(1 + \log \text{nep} \frac{1}{c_0} \right)$$

$$\mathcal{C}_1 = V_1 p_1 \left(1 + \log \text{nep} \frac{1}{c_1} \right)$$

comme $\mathcal{C}_0 = \mathcal{C}_1$ on a

$$V_0 p_0 \left(1 + \log \text{nep} \frac{1}{c_0} \right) = V_1 p_1 \left(1 + \log \text{nep} \frac{1}{c_1} \right)$$

$$\text{or } \frac{1}{c_0} > \frac{1}{c_1}$$

$$\text{donc } V_0 p_0 < V_1 p_1$$

$$\text{et } \frac{V_0 p_0 - V_1 p_1}{RT} < 0$$

Par conséquent, à travail et à température de surchauffe égaux, les dépenses d'eau varient dans le même sens que les longueurs de l'admission. Comme en outre pour des valeurs différentes de la pression à température constante de surchauffe la chaleur totale Λ ne varie que très légèrement et que d'ailleurs elle augmente pour des diminutions de pression, nous pouvons conclure que la chaleur par coup de piston croît avec l'augmentation de la durée d'admission.

Donc, à température constante, le rendement thermique indiqué diminue avec l'augmentation du volume admis. Si on suppose la température T prise dans la boîte à vapeur, la chute de pression au travers des lumières d'admission

pour la pression la plus basse due au laminage, n'entraînera qu'une diminution très réduite de la température par rapport à celle de la pression, Λ restant dans ce cas constant.

En résumé, dans un cylindre à parois adiabatiques, à vitesse et à effort moteur constants, le rendement thermique indiqué croît avec la température pour une admission constante et décroît avec l'augmentation de l'admission pour une température constante.

D'ores et déjà, nous pouvons de là, en remarquant que plus on allonge l'admission plus, dans un cylindre réel, on se rapproche des conditions d'adiabaticité, conclure qu'avec l'augmentation de la température d'admission on a de moins en moins intérêt à faire des admissions prolongées.

Soit: ABCDEF le diagramme moyen théorique de la locomotive pour une admission de u litres. Désignons par v le volume engendré par le piston dans sa course complète. u le volume engendré par le piston pendant l'admission.

a le volume engendré par le piston pendant l'admission anticipée.

d le volume engendré par le piston pendant l'échappement anticipé.

e le volume engendré par le piston pendant l'échappement proprement dit.

α le volume de l'espace nuisible.

P la pression absolue dans la boîte à vapeur.

p la pression absolue de la vapeur pendant l'échappement.

Le travail par coup de piston est:

$$\begin{aligned} \mathcal{C} = & P \left[u - a + (u + \alpha) \log \text{nép} \frac{(v + \alpha - d)}{u + \alpha} \right] \\ & - p \left[e - d + (v + \alpha - e) \log \text{nép} \frac{(v + \alpha - e)}{a + \alpha} \right] \end{aligned}$$

Dans laquelle a , d , e , sont des fonctions de u considérée comme variable indépendante et dont la mesure directe sur la locomotive nous aura donné les valeurs. Du travail par coup de piston nous pouvons déduire la puissance moyenne :

$$\Theta = \frac{4 \mathcal{T} V}{\pi D \times 270} = \frac{4 n \mathcal{T}}{270}$$

V étant la vitesse par heure, D le diamètre des roues motrices et n le nombre de tours de l'essieu moteur par heure.

Après avoir donné au volume u les valeurs 79 litres, 88 litres, 93 litres, 102 litres, 108 litres, de nos expériences, en faisant varier la pression d'admission P pour que le travail $\mathcal{T}$ soit constant, nous pouvons en cherchant directement les valeurs correspondantes à u de a , d , e , calculer l'effort moteur et par suite la puissance indiquée en considérant les vitesses moyennes de chaque essai. Nous pourrions en conclure la dépense d'eau par cheval-heure indiqué théorique, en tenant compte de la surchauffe moyenne de chaque essai.

En effet, le poids de vapeur par coup de piston est égal au poids de vapeur à la fin de l'admission diminué du poids de vapeur restant dans le cylindre au moment où la compression commence. Dans le cas actuel, en appelant T la température de la vapeur surchauffée d'admission et φ le volume spécifique de la vapeur surchauffée à cette température et à la pression P nous aurons comme poids de vapeur à la fin de l'admission.

$$\mu_1 = \frac{u + \alpha}{\varphi}$$

Au commencement de la compression, nous supposons avec Hirn la vapeur saturée sèche. Nous aurons comme poids de vapeur à ce moment :

$$\mu_2 = \delta (v + \alpha - c)$$

δ étant la densité de la vapeur saturée de titre I à la pression P donnée par les tables de Regnault; le poids de vapeur par coup de piston est donc:

$$\mu = \mu_1 - \mu_2 = \frac{u + a}{\varphi} - \delta (v + a - c)$$

Si c_p est la chaleur spécifique de la vapeur surchauffée à la température T et à la pression P, la quantité de chaleur par coup est

$$\Lambda = \lambda + c_p (T - T')$$

λ et T' étant la chaleur totale et la température de la vapeur saturée à la pression P.

Le poids de vapeur et la quantité de chaleur dépensée par heure, sont donc:

$$4 n \mu \text{ et } 4 n \mu \Lambda$$

et par cheval heure

$$\frac{4 n \mu}{\frac{4 n \mathcal{C}}{270}} = \frac{270 \mu}{\mathcal{C}} \text{ et } \frac{270 \mu \Lambda}{\mathcal{C}}$$

$$\text{d'où } \rho = \frac{635,2 \mathcal{C}}{270 \Lambda \mu}$$

Cette façon de procéder présente l'inconvénient de ne pas tenir compte du supplément de travail réalisé lors de l'échappement anticipé et de l'avance à l'admission et de la perte de travail due au laminage de la vapeur. C'est pour cela qu'au lieu d'étudier les diagrammes théoriques, nous nous sommes servis des diagrammes réels obtenus à l'indicateur. Avant d'entrer dans des détails, nous devons ici ouvrir une parenthèse.

Soit un diagramme réel moyen d'un de nos essais : nous allons rechercher si à la fin de la détente, la vapeur est surchauffée.

Désignons par A le point d'inflexion où commence la détente. A partir du point A de pression P nous construisons la courbe

$$pv^{1,333} = \text{constante}$$

en choisissant le volume spécifique et par conséquent la température T suffisamment grande pour que la vapeur soit surchauffée à la fin de la détente adiabatique (fig. 15 et 16).

Si cette courbe coïncide avec celle tracée par l'indicateur nous pourrions affirmer en toute sécurité que la vapeur est surchauffée à la fin de la détente. Si les deux courbes diffèrent, cela ne prouvera pas que la vapeur ait perdu sa surchauffe, car il aura très bien pu se produire que la différence entre les deux courbes provienne de la revaporisation pendant la détente de l'eau déposée pendant l'admission et la masse de vapeur non en contact avec les parois peut rester surchauffée, étant donnée surtout la faible vitesse du piston dans le cas qui nous occupe.

Le poids de vapeur contenu dans le cylindre au point A est égal au poids par coup de piston augmenté du poids de vapeur restant dans le cylindre au moment où va commencer la compression.

Soit μ la somme de ces poids. Construisons pour la pression P du point A la courbe de saturation c'est-à-dire la courbe pour tous les points de laquelle le poids de vapeur saturée est μ aux diverses pressions.

On pourrait l'appeler aussi courbe limite de la vapeur saturée car au-delà le volume de l'unité de poids de la vapeur pour une même pression augmente et la vapeur n'est

plus saturée. Elle représente la relation entre les volumes et les pressions du fluide qui se détend et reste saturée. On peut la figurer par la formule empirique de Zeuner

$$pv^{1,0646} = 1,761$$

où p est la pression en kilog et v le volume spécifique. Si pour des pressions égales le volume occupé par la vapeur évoluant dans le volume du cylindre est plus grand que le volume correspondant de vapeur saturée, c'est que manifestement la vapeur est surchauffée pour la pression considérée.

Dans les diagrammes moyens des essais que nous avons effectués, sauf dans celui du 5 juin pour lequel la courbe de saturation est complètement au-dessous de la courbe réelle de détente, celui du 12 avril pour lequel la courbe de saturation coupe la courbe réelle de détente, et celui du 1^{er} mai où la vapeur devient saturée à la fin de la détente, la vapeur est surchauffée pendant toute la durée de l'admission et de la détente.

Si pour tous les diagrammes moyens de nos essais, nous construisons à partir du point où finit l'admission la courbe de détente adiabatique de la vapeur surchauffée, $pv^{1,4333} = k$ cette courbe, dans les essais du 5 juin et du 21 avril, ne diffère que très peu de la courbe réelle de détente au-dessous de laquelle elle se trouve. Par conséquent si la vapeur admise avait été plus fortement surchauffée au point d'être encore en état de surchauffe à la fin de la détente, la surface du diagramme n'aurait que très faiblement varié. Cette remarque découle d'ailleurs du résultat des expériences sur les locomotives de l'Etat prussien que nous avons antérieurement relatées.

Dans tous les autres diagrammes moyens et pour les-

quels la surchauffe persiste, jusqu'à la fin de la détente, la courbe $pv^{1,333} = k$ coïncide pratiquement avec la courbe réelle de détente et l'augmentation de la température de la vapeur admise n'aurait aucune influence sur la valeur de l'effort moteur.

Nous pouvons donc, avec plus d'approximation, utiliser pour le calcul des rendements thermiques indiqués, les diagrammes moyens réels au lieu d'étudier les diagrammes théoriques donnés par la formule du travail déjà mentionnée :

$$\begin{aligned} \mathcal{E} = & P \left[u - a + (u + \alpha) \log. \text{ nép. } \frac{v + \alpha - d}{u + \alpha} \right] \\ & - p \left[e - d + (v + \alpha - e) \log. \text{ nép. } \frac{v + \alpha - e}{u + \alpha} \right] \end{aligned}$$

d'autant plus que dans cette dernière formule les travaux pendant la détente et pendant la compression sont également calculés en partant de la loi de Mariotte.

Nous avons cherché pour chaque essai les valeurs théoriques du poids de vapeur par coup de piston, des dépenses de vapeur par cheval-heure indiqué, des rendements thermiques indiqués pour des températures de la vapeur allant de 250 à 350° températures extrêmes généralement utilisées dans la pratique. Pour le calcul des volumes spécifiques nous sommes partis de l'équation de Tumlriz

$$pv = RT - Cp$$

dans laquelle R et c sont des constantes, p la pression et v le volume spécifique.

Pour le calcul du rendement thermique indiqué et par conséquent de la chaleur dépensée par cheval-heure indiqué, nous avons choisi comme valeur de la chaleur spéci-

que vraie de la vapeur surchauffée, les chiffres donnés par les expériences de Knoblauch et Jakob. Celles des valeurs intermédiaires qui ne figuraient pas sur les résultats de ces expériences ont été établies en partant de la formule :

$$c_{ps} = 0,41 + \frac{2,52 \times 10^8}{[638 - T_s]^4}$$

qui représente la ligne lieu des points des chaleurs spécifiques sous pression constante de la vapeur saturée sèche et dans laquelle 638 est la température critique de l'eau et T_s la température absolue de la vapeur saturée à la pression considérée. Pour le calcul des chaleurs spécifiques moyennes entre les températures de saturation et de surchauffe, nous avons construit les courbes des chaleurs spécifiques vraies et nous avons planimétré pour chacune les surfaces comprises entre ces courbes et l'axe des températures à partir de 250° de 5 en 5 degrés jusqu'à la température de 350°. Nous donnons le résultat de ce calcul. Nous avons construit les courbes des rendements thermiques indiqués théoriques pour chaque essai entre les températures de 250 et 350° de 10 en 10 degrés. Leur concavité tournée vers l'axe des températures montre que pour une admission, un effort moteur et une vitesse constants, le rendement thermique indiqué théorique croît avec la température et d'autant plus lentement que la température s'élève. La différentielle du rendement

$$\frac{d\rho}{dT} = \frac{T_i \times 635,2}{n W p [\lambda + a (T - T')]^2} \times R [\lambda - T' + a C_p]$$

étant toujours positive, les diverses courbes de rendement doivent devenir asymptotes à des parallèles à l'axe des

températures. Nous pouvons mettre le rendement

$$\rho = \frac{T_i \times 635,2}{n W p} \times \frac{TR - C_p}{\lambda + a (T - T')}$$

$$\text{sous la forme } \rho = \frac{T_i \times 635,2}{n W p} \times \frac{R - \frac{C_p}{T}}{\frac{\lambda - a T'}{T} + a}$$

Quand T croît indéfiniment ρ tend vers une limite:

$$\rho_{T=\infty} = \frac{T_i \times 635,2 \times R}{n W \times p a}$$

en supposant a constant.

Regnault qui, le premier, avait cherché cette valeur, la supposait constante aux diverses températures. Mais plus tard Weyrauch, Le Chatelier, Vielle, etc., la considéraient comme fonction croissante de la température et la représentaient par des formules empiriques de la forme

$$C_p = K + f(T).$$

Lorenz proposait à son tour la forme

$$C_p = K + f\left(\frac{P}{T}\right)$$

Enfin Knoblauch et Jakob dans des expériences connues, trouvaient que la chaleur spécifique de la vapeur surchauffée augmentait avec la pression pour une température constante et montraient qu'elle était d'autant plus voisine de la chaleur spécifique pour la pression $p=0$ que la température était plus élevée. De l'équation de Callendar

$$p(v - \sigma) = RT - C_p \left(\frac{273}{T}\right)^n$$

dans laquelle σ est le volume spécifique de l'eau, R , C , n des constantes, p , T , v , la pression, la température absolue et le volume spécifique de la vapeur surchauffée, on tire

$$c_p = c_{p0} + n (n + 1) AC \left(\frac{273}{T} \right)^n \frac{p}{T}$$

en intégrant

$$\begin{aligned} \left[\frac{d(c_p)}{dT} \right]_T &= - AT \left(\frac{d^2 v}{dT^2} \right)_p \\ &= An (n + 1) \frac{c}{T} \left(\frac{273}{T} \right)^n \end{aligned}$$

différentielle de la chaleur spécifique par rapport à la pression, la température restant constante. A l'examen des courbes représentant les chaleurs spécifiques à pression constante, on voit que pour $p=0$ la chaleur spécifique croît constamment avec la température.

Des expériences postérieures dues à Dushesne, de l'Université de Liège, ont fait voir que, au contraire, pour une pression donnée la chaleur spécifique augmente toujours avec la température, mais le taux de l'augmentation va en diminuant, de sorte que pour une température élevée, la chaleur spécifique tend à conserver une valeur constante.

Considérons la valeur limite du rendement

$$\rho_{T=\infty} = \frac{T_i \times 636,2 \times R}{n W p a}$$

que nous pourrions remplacer par

$$\rho_{T=\infty} = \frac{T_i \times 635,2 \times R}{n V p a}$$

car dans la valeur de $W = V - V'$, V' est négligeable devant V pour $T = \infty$. Pour les huit diagrammes moyens, nous avons trouvé les valeurs limites de ρ suivantes :

Machine 404

Durée de l'admission en centièmes de course.	45	50	53	58
Valeur de $\rho_{T = \infty}$	$\frac{0,1738}{a}$	$\frac{0,1690}{a}$	$\frac{0,1582}{a}$	$\frac{0,1376}{a}$

Machine 419

Durée de l'admission en centièmes de course.	50	53	58	61
Valeur de $\rho_{T = \infty}$	$\frac{0,1605}{a}$	$\frac{0,1551}{a}$	$\frac{0,1470}{a}$	$\frac{0,1340}{a}$

R étant égal à 0,00467, les pressions absolues étant comptées en centimètres carrés par kilogramme et les volumes en mètres cubes.

Les rendements thermiques indiqués croissant avec la température et étant inférieurs à l'unité la chaleur spécifique (a) tend donc vers une limite inférieure à l'unité. Considérons pour (ρ) la valeur maximum trouvée lors de nos expériences, c'est-à-dire celle de l'essai du 5 juin pour l'admission de 45 % de la course du piston.

$$\rho = \frac{0,1738}{a}$$

Le cycle parcouru par la vapeur étant un cycle réel, on sait que le maximum pratique de chaleur disponible pour le travail est d'environ 0,23 % de la chaleur dépensée au maximum, donc :

$$\text{d'où} \quad \rho = \frac{0,1738}{a} < 0,23$$

$$\text{d'où} \quad \frac{0,1738}{0,23} < a$$

$$\text{ou enfin} \quad 1 > a > 0,75$$

Il semble donc bien que avec l'augmentation de la température les valeurs trouvées par Knoblauch et Jakob sont exagérées et que les expériences de Duchesne dans lesquelles la chaleur spécifique sous pression constante paraît tendue vers une limite finie donnent des résultats plus conformes à la réalité.

Si nous supposons, pour $T=\infty$ la vitesse d'écoulement de la vapeur infinie, on aurait un diagramme tel que celui que nous avons représenté (fig. 14). Il y aurait gain de travail pendant l'admission, la pression restant constante, pendant la détente puisqu'au moment de la fermeture des lumières la pression serait supérieure à celle que nous avons obtenue dans le cylindre réel du fait du laminage, pendant l'échappement proprement dit où l'équilibre avec l'atmosphère serait instantané et pendant la compression à cause de la réduction de poids de vapeur non évacué. Mais il y aurait perte de travail pendant l'échappement anticipé et pendant l'admission anticipée, de sorte que la différence des surfaces des deux diagrammes réel et théorique serait extrêmement faible. C'est d'ailleurs ce que nous avons vérifié par mesure directe.

L'équation de Callendar qui est en quelque sorte l'expression algébrique des expériences de Knoblauch et Jakob

ne peut donc représenter les résultats de Duchesne. Car si nous supposons figurée sur les courbes des chaleurs spécifique d'après Duchesne la courbe des chaleurs spécifiques pour $p=0$, nous pourrions admettre que cette courbe rejoint le faisceau isobare à une température voisine de 350° Celsius. Il faudrait donc que dans l'équation

$$C_p = c_{p0} + (n + 1) + A_c \left(\frac{273}{T} \right)^n \frac{p}{T}$$

le polynome

$$(n + 1) + A_c \left(\frac{273}{T} \right)^n \frac{p}{T}$$

s'annule pour une valeur finie de $T=623$ absolus environ. Ce qui n'est pas.

L'examen des courbes des rendements thermiques indiqués théoriques, pour les diverses admissions utilisées, nous montrent que ces rendements diminuent d'une manière continue avec la diminution du degré de détente, résultat conforme à la théorie de la thermodynamique. Nous voyons en outre que les rendements thermiques indiqués théoriques croissent avec la température plus vite pour les courtes que pour les longues admissions et que par conséquent pour une admission suffisamment longue, le rendement thermique indiqué n'est guère influencé par l'élévation de la température de la vapeur d'admission (figure 13).

Nous remarquons enfin que pour les différentes admissions utilisées les rendements thermiques indiqués théoriques de la machine 419 sont inférieurs à ceux de la machine 404. Ils sont exceptionnellement sensiblement égaux pour les deux machines à l'admission de 58 % par suite de la diminution de la pression au commencement de la détente

dans la machine 419 du fait de la réduction de la charge remorquée et de l'augmentation de la vitesse par rapport aux données correspondantes de la machine 404.

Si donc la charge de la machine 419 pour cette longueur d'admission avait été augmentée, la vitesse aurait été réduite, la pression au commencement de la détente augmentée et par conséquent le rendement thermique indiqué théorique diminué.

Chaleur spécifique moyenne entre la température de saturation et celle de surchauffe

Température de surchauffe	PRESSIONS ABSOLUES									
	7,8	8	8,2	8,3	8,8	9	9,2	9,4	9,5	9,6
250	0,5300	0,5320	0,5346	0,5360	0,5400	0,5420	0,5430	0,5460	0,5470	0,5480
255	0,5280	0,5310	0,5328	0,5341	0,5387	0,5402	0,5412	0,5441	0,5452	0,5458
260	0,5260	0,5290	0,5310	0,5320	0,5356	0,5375	0,5385	0,5412	0,5421	0,5430
265	0,5240	0,5270	0,5293	0,5305	0,5329	0,5349	0,5362	0,5393	0,5401	0,5406
270	0,5220	0,5260	0,5275	0,5284	0,5316	0,5335	0,5344	0,5374	0,5377	0,5386
275	0,5200	0,5240	0,5261	0,5269	0,5298	0,5317	0,5324	0,5358	0,5361	0,5360
280	0,5190	0,5230	0,5245	0,5253	0,5283	0,5301	0,5310	0,5338	0,5341	0,5349
285	0,5180	0,5220	0,5232	0,5235	0,5272	0,5290	0,5291	0,5321	0,5328	0,5331
290	0,5170	0,5200	0,5219	0,5226	0,5255	0,5272	0,5280	0,5306	0,5310	0,5317
295	0,5160	0,5180	0,5202	0,5212	0,5241	0,5262	0,5271	0,5291	0,5297	0,5306
300	0,5150	0,5170	0,5198	0,5204	0,5231	0,5248	0,5255	0,5280	0,5283	0,5290
305	0,5140	0,5160	0,5191	0,5194	0,5223	0,5236	0,5246	0,5272	0,5272	0,5279
310	0,5130	0,5160	0,5184	0,5186	0,5211	0,5227	0,5234	0,5257	0,5261	0,5267
315	0,5120	0,5150	0,5176	0,5179	0,5201	0,5218	0,5225	0,5246	0,5251	0,5257
320	0,5115	0,5150	0,5169	0,5171	0,5195	0,5210	0,5217	0,5239	0,5242	0,5249
325	0,5110	0,5140	0,5161	0,5166	0,5188	0,5204	0,5209	0,5231	0,5237	0,5240
330	0,5105	0,5140	0,5157	0,5159	0,5181	0,5196	0,5202	0,5224	0,5227	0,5232
335	0,5100	0,5130	0,5153	0,5155	0,5176	0,5189	0,5196	0,5218	0,5219	0,5226
340	0,5095	0,5130	0,5148	0,5150	0,5171	0,5182	0,5191	0,5212	0,5214	0,5219
345	0,5090	0,5120	0,5145	0,5147	0,5165	0,5175	0,5186	0,5201	0,5202	0,5206
350	0,5085	0,5130	0,5141	0,5143	0,5160	0,5170	0,5180	0,5190	0,5191	0,5200

MACHINE 404

Diagramme moyen du 5 Juin (552 H-P.), puissance moyenne de l'essai 558 H-P.

Température de la vapeur d'admission	Volume spécifique	Poids par coup	Dépense d'eau par heure	Dépense d'eau par cheval heure indiqué	Degré de surchauffe	Chaleur spécifique vraie	Chaleur spécifique moyenne	Chaleur par kilogramme	Chaleur par H-P heure	Rendement thermique indiqué
250	0,2514	0,3698	4,651	8,426	73,8	0,5037	0,5460	700,5	5,902	0,1075
255	0,2539	0,3659	4,601	8,335	78,8	0,5021	0,5441	703,1	5,860	0,1083
260	0,2564	0,3629	4,561	8,269	83,8	0,5016	0,5412	705,6	5,835	0,1088
265	0,2589	0,3581	4,504	8,160	88,8	0,5040	0,5393	708,1	5,778	0,1099
270	0,2614	0,3543	4,456	8,073	93,8	0,4974	0,5374	710,6	5,737	0,1107
275	0,2639	0,3507	4,411	7,991	98,8	0,4967	0,5358	714,4	5,709	0,1112
280	0,2663	0,3472	4,367	7,911	103,8	0,4957	0,5338	715,6	5,681	0,1121
285	0,2688	0,3436	4,322	7,829	108,8	0,4957	0,5321	718,1	5,622	0,1130
290	0,2713	0,3402	4,280	7,753	113,8	0,4957	0,5306	720,6	5,587	0,1137
295	0,2738	0,3366	4,236	7,674	118,8	0,4957	0,5291	723,1	5,549	0,1144
300	0,2763	0,3334	4,193	7,597	123,8	0,4957	0,5280	725,6	5,512	0,1152
305	0,2788	0,3301	4,152	7,522	128,8	0,4957	0,5272	728,1	5,477	0,1159
310	0,2812	0,3270	4,113	7,451	133,8	0,4957	0,5257	730,5	5,443	0,1166
315	0,2837	0,3238	4,073	7,377	138,8	0,4978	0,5246	733,0	5,407	0,1174
320	0,2862	0,3207	4,034	7,308	143,8	0,4980	0,5239	735,5	5,375	0,1181
325	0,2887	0,3176	3,995	7,237	148,8	0,4991	0,5231	738,5	5,341	0,1189
330	0,2912	0,3146	3,957	7,168	153,8	0,5003	0,5224	740,5	5,308	0,1195
335	0,2937	0,3115	3,918	7,098	158,8	0,5013	0,5218	743,1	5,275	0,1204
340	0,2161	0,3088	3,884	7,036	163,8	0,5033	0,5212	745,6	5,246	0,1210
345	0,2986	0,3059	3,847	6,970	168,8	0,5040	0,5201	748,0	5,214	0,1218
350	0,3011	0,3031	3,813	6,907	173,8	0,5057	0,5170	750,4	5,181	0,1226

MACHINE 404

Diagramme moyen du 12 avril (708 H-P) puissance moyenne de l'essai 714 H-P

Température de la vapeur d'admission	VOLUME spécifique	Poids par coup	Dépense d'eau par heure	Dépense d'eau par H-P. heure indiqué	Degré de surchauffe	Chaleur spécifique vraie	Chaleur spécifique moyenne	Chaleur par kilogramme	Chaleur par H-P. heure indiqué	Rendement
250	0,2487	0,4080	6,458	8,699	73,3	0,5037	0,5470	700,4	6,093	0,1042
255	0,2512	0,4036	6,092	8,605	78,3	0,5021	0,5452	703,1	6,050	0,1039
260	0,2536	0,3995	6,030	8,517	83,3	0,5006	0,5421	705,6	6,012	0,1054
265	0,2561	0,3952	5,965	8,426	88,3	0,5040	0,5401	708,0	5,965	0,1065
270	0,2579	0,3921	5,919	8,352	93,3	0,4974	0,5377	710,5	5,934	0,1070
275	0,2610	0,3871	5,843	8,253	98,3	0,4965	0,5361	713,1	5,885	0,1079
280	0,2634	0,3833	5,786	8,172	103,3	0,4957	0,5341	715,9	5,850	0,1085
285	0,2659	0,3793	5,725	8,086	108,3	0,4957	0,5328	717,5	5,801	0,1094
290	0,2684	0,3754	5,666	8,003	113,3	0,4957	0,5310	720,6	5,767	0,1101
295	0,2708	0,3718	5,612	7,926	118,3	0,4957	0,5297	723,1	5,730	0,1108
300	0,2733	0,3699	5,583	7,886	123,3	0,4957	0,5263	724,1	5,710	0,1112
305	0,2757	0,3646	5,502	7,773	128,3	0,4957	0,5272	728,0	5,658	0,1122
310	0,2782	0,3609	5,447	7,694	133,3	0,4957	0,5261	730,5	5,620	0,1130
315	0,2807	0,3574	5,395	7,620	138,3	0,4978	0,5251	733,0	5,585	0,1137
320	0,2831	0,3541	5,343	7,550	143,3	0,4980	0,5242	735,7	5,550	0,1144
325	0,2856	0,3506	5,292	7,475	148,3	0,4991	0,5237	738,1	5,517	0,1151
330	0,2880	0,3474	5,244	7,406	153,3	0,5003	0,5227	740,5	5,484	0,1158
335	0,2905	0,3441	5,194	7,336	158,3	0,5013	0,5219	743,0	5,450	0,1165
340	0,2929	0,3410	5,147	7,272	163,3	0,5033	0,5214	745,5	5,409	0,1174
345	0,2954	0,3378	5,098	7,202	168,3	0,5040	0,5202	748,0	5,388	0,1178
350	0,2958	0,3348	5,052	7,136	173,3	0,5057	0,5191	750,5	5,357	0,1185

MACHINE 404

Diagramme moyen du 21 juin, (530 HP), puissance moyenne de l'essai 548 HP

Température de la vapeur d'admission	Volume spécifique	Poids par coup	Dépense d'eau par heure	Dépense d'eau par HP heure	Degré de surchauffe	Chaleur spécifique vraie	Chaleur spécifique moyenne	Chaleur par kilogramme	Chaleur par HP heure indiqué	Rendement
250	0,2630	0,4065	4,773	9,004	75,6	0,5023	0,5430	700,7	6,309	0,1006
255	0,2656	0,4022	4,700	8,868	80,6	0,5005	0,5402	703,2	6,236	0,1018
260	0,2682	0,3980	4,672	8,816	85,6	0,4988	0,5375	705,8	6,222	0,1020
265	0,2708	0,3938	4,623	8,723	90,6	0,4976	0,5349	708,2	6,178	0,1028
270	0,2734	0,3897	4,575	8,632	95,6	0,4964	0,5335	710,7	6,135	0,1034
275	0,2760	0,3858	4,529	8,546	100,6	0,4956	0,5317	713,2	6,095	0,1042
280	0,2785	0,3819	4,484	8,459	105,6	0,4949	0,5301	715,7	6,054	0,1049
285	0,2812	0,3780	4,438	8,373	110,6	0,4949	0,5290	718,2	6,013	0,1056
290	0,2837	0,3744	4,396	8,294	115,6	0,4949	0,5272	720,6	5,976	0,1063
295	0,2863	0,3707	4,352	8,211	120,6	0,4949	0,5262	723,2	5,938	0,1069
300	0,2889	0,3671	4,312	8,132	125,6	0,4849	0,5248	727,2	5,913	0,1074
305	0,2915	0,3635	4,267	8,052	130,6	0,4949	0,5336	728,1	5,862	0,1083
310	0,2941	0,3599	4,225	7,972	135,6	0,4969	0,5297	730,6	5,824	0,1090
315	0,2965	0,3568	4,189	7,904	140,6	0,4971	0,5218	723,1	5,795	0,1096
320	0,2993	0,3531	4,146	7,922	145,6	0,4974	0,5210	735,6	5,754	0,1104
325	0,3019	0,3498	4,107	7,749	150,6	0,4986	0,5204	738,1	5,720	0,1110
330	0,3045	0,3465	4,068	7,675	155,6	0,4999	0,5196	740,6	5,697	0,1115
335	0,3071	0,3443	4,042	7,627	160,6	0,4959	0,5189	743,0	5,667	0,1121
340	0,3097	0,3401	3,993	7,534	165,6	0,5019	0,5182	745,5	5,617	0,1130
345	0,3123	0,3370	3,957	7,465	170,6	0,5034	0,5175	748,0	5,584	0,1137
350	0,3149	0,3340	3,921	7,399	175,6	0,5049	0,5170	750,5	5,553	0,1144

MACHINE 404

Diagramme moyen du 13 avril, (559 HP), puissance moyenne de l'essai 556 5.

Température de la vapeur d'admission	Volumes spécifiques	Poids par coup	Dépense d'eau par heure	Dépense d'eau par cheval heure indiqué	Degré de surchauffe	Chaleur spécifique vraie	Chaleur spécifique moyenne	Chaleur par kilogramme	Chaleur par HP heure indiqué	Rendement
250	0,2691	0,4310	5,421	9,698	76,6	0,5012	0,5400	701,7	6,805	0,09331
255	0,2718	0,4265	5,365	9,597	81,6	0,4995	0,5387	703,4	6,750	0,09407
260	0,2743	0,4223	5,312	9,502	86,6	0,4978	0,5356	705,8	6,706	0,09466
265	0,2771	0,4177	5,254	9,398	91,6	0,4966	0,5329	708,2	6,656	0,09538
270	0,2798	0,4134	5,200	9,302	96,6	0,4955	0,5316	710,8	6,612	0,09604
275	0,2824	0,4092	5,152	9,216	101,6	0,4948	0,5298	713,2	6,573	0,09661
280	0,2850	0,4052	5,096	9,117	106,6	0,4942	0,5283	715,7	6,525	0,09732
285	0,2877	0,4011	5,045	9,025	111,6	0,4942	0,5272	718,2	6,482	0,09794
290	0,2904	0,3970	4,994	8,939	116,6	0,4942	0,5255	720,7	6,442	0,09857
295	0,2930	0,3933	4,947	8,850	121,6	0,4942	0,5241	723,1	6,400	0,09823
300	0,2957	0,3894	4,998	8,762	126,6	0,4942	0,5231	725,6	6,358	0,09885
305	0,2983	0,3857	4,851	8,679	131,6	0,4950	0,5229	728,1	6,319	0,1005
310	0,3010	0,3820	4,805	8,596	136,6	0,4959	0,5211	730,6	6,280	0,1011
315	0,3037	0,3783	4,758	8,512	141,6	0,4964	0,5201	732,9	6,238	0,1018
320	0,3063	0,3748	4,714	8,433	146,6	0,4969	0,5195	735,6	6,203	0,1023
325	0,3089	0,3714	4,672	8,357	151,9	0,4982	0,5188	738,1	6,168	0,1030
330	0,3116	0,3673	4,626	8,276	156,6	0,4996	0,5181	740,5	6,128	0,1036
335	0,3143	0,3644	4,583	8,199	161,6	0,5001	0,5176	743,6	6,092	0,1042
340	0,3169	0,3612	4,543	8,127	166,6	0,5016	0,5171	745,6	6,059	0,1048
345	0,3196	0,3579	4,502	8,053	171,6	0,5027	0,5165	748,0	6,024	0,1054
350	0,3222	0,3547	4,461	7,981	176,6	0,5039	0,5160	750,5	5,990	0,1060

Diagramme moyen du 1^{er} mai (746 HP) puissance moyenne de l'essai 704 HP

Température de la vapeur d'admission	Volume spécifique	Poids par coup	Dépense d'eau par heure	Dépense d'eau par cheval heure indiqué	Degré de surchauffe	Chaleur spécifique vraie	Chaleur spécifique moyenne	Chaleur par kilogramme	Chaleur par HP heure indiqué	Rendement
250	0,2383	0,4268	6,442	8,997	71,5	0,5055	0,5500	700,2	6,300	0,1008
255	0,2401	0,4233	6,389	8,924	76,5	0,5040	0,5481	702,8	6,272	0,1012
260	0,2430	0,4178	6,306	8,808	81,5	0,5025	0,5450	705,3	6,212	0,1022
265	0,2454	0,4134	6,240	8,715	86,5	0,5005	0,5432	707,9	6,170	0,1029
270	0,2477	0,4092	6,177	8,626	91,5	0,4985	0,5409	708,2	6,109	0,1039
275	0,2501	0,4049	6,111	8,536	96,5	0,4975	0,5391	712,9	6,085	0,1043
280	0,2525	0,4007	6,048	8,447	101,5	0,4925	0,5371	715,4	6,043	0,1051
285	0,2548	0,3967	5,988	8,363	106,5	0,4967	0,5360	718,0	6,004	0,1057
290	0,2572	0,3927	5,928	8,278	111,5	0,4967	0,5337	720,4	5,963	0,1064
295	0,2595	0,3889	5,870	8,198	116,5	0,4967	0,5321	722,9	5,926	0,1071
300	0,2619	0,3840	5,793	8,095	121,5	0,4967	0,5309	725,5	5,873	0,1081
305	0,2643	0,3811	5,753	8,034	126,5	0,4967	0,5300	727,9	5,848	0,1085
310	0,2666	0,3776	5,699	7,960	134,5	0,4967	0,5286	730,4	5,814	0,1092
315	0,2690	0,3739	5,644	7,882	136,5	0,4967	0,5272	732,8	5,773	0,1099
320	0,2713	0,3704	5,591	7,808	141,5	0,4988	0,5266	735,4	5,742	0,1106
325	0,2737	0,3668	5,536	7,733	146,5	0,4988	0,5256	737,9	5,706	0,1113
330	0,2760	0,3635	5,487	7,663	151,5	0,5009	0,5245	739,9	5,670	0,1120
335	0,2784	0,3600	5,434	7,589	156,5	0,5018	0,5235	742,8	5,637	0,1126
340	0,2808	0,3565	5,381	7,515	161,5	0,5027	0,5226	744,9	5,598	0,1134
345	0,2831	0,3534	5,334	7,450	166,5	0,5047	0,5229	747,9	5,572	0,1139
350	0,2855	0,3501	5,284	7,380	171,5	0,5067	0,5220	750,4	5,598	0,1147

MACHINE 419
Diagramme du 18 avril (644 H-P), puissance moyenne de l'essai 640 H P

Température de la vapeur d'admission	Volume spécifique	Poids par coup	Dépense d'eau par heure	Degré de surchauffe	Chaleur spécifique vraie	Chaleur spécifique moyenne	Chaleur par kilogramme	Chaleur par H-P-heure indiqué	Rendement
250	0,2460	0,4441	5,859	72,9	0,5042	0,5480	700,5	6,481	0,09798
255	0,2484	0,4394	5,895	77,9	0,5424	0,5458	703,0	6,434	0,09806
260	0,2509	0,4346	5,831	82,9	0,5006	0,5430	705,5	6,387	0,09941
265	0,2533	0,4305	5,777	87,9	0,4992	0,5406	708,0	6,351	0,09998
270	0,2557	0,4259	5,714	92,9	0,4978	0,5386	710,5	6,304	0,1007
275	0,2581	0,4216	5,655	97,9	0,4969	0,5360	713,0	6,261	0,1014
280	0,2606	0,4173	5,599	102,9	0,4961	0,5319	715,5	6,221	0,1021
285	0,2630	0,4132	5,544	107,9	0,4961	0,5311	718,0	6,181	0,1027
290	0,2649	0,4100	5,501	112,9	0,4961	0,5317	720,4	6,154	0,1032
295	0,2680	0,4048	5,431	117,9	0,4961	0,5308	723,1	6,098	0,1041
300	0,2503	0,4011	5,382	122,9	0,4961	0,5290	725,5	6,062	0,1047
305	0,2728	0,3971	5,338	127,9	0,4981	0,5279	728,0	6,023	0,1054
310	0,2752	0,3933	5,277	132,9	0,4982	0,5267	730,5	5,986	0,1061
315	0,2780	0,3890	5,219	137,9	0,4982	0,5257	733,0	5,940	0,1069
320	0,2801	0,3859	5,178	142,9	0,4983	0,5249	735,5	5,913	0,1074
325	0,2825	0,3823	5,129	147,9	0,4994	0,5240	737,8	5,877	0,1080
330	0,2849	0,3784	5,082	152,9	0,5005	0,5332	740,5	5,844	0,1086
335	0,2874	0,3752	5,034	157,9	0,5015	0,5226	743,0	5,808	0,1093
340	0,2898	0,3717	4,987	162,9	0,5025	0,5219	745,5	5,773	0,1100
345	0,2922	0,3687	4,946	167,9	0,5043	0,5215	748,0	5,744	0,1103
350	0,2947	0,3651	4,898	172,9	0,5061	0,5210	750,6	5,709	0,1112

MACHINE 419
Diagramme moyen du 3 mai. (708 HP), puissance moyenne de l'essai 685 HP

Température de la vapeur d'admission	Volume spécifique	Poids par coup	Dépense d'eau par heure	Dépense d'eau par cheval heure indiqué	Degré de surchauffe	Chaleur spécifique vraie	Chaleur spécifique moyenne	Chaleur par kilogramme	Chaleur par HP heure indiqué	Rendement
250	0,2859	0,4071	6,826	9,641	79	0,4999	0,5360	700,9	6,757	0,09397
255	0,2887	0,4029	6,755	9,544	84	0,4983	0,5341	702,7	6,707	0,09466
260	0,2915	0,3987	6,687	9,444	89	0,4957	0,5320	705,1	6,664	0,09529
265	0,2943	0,3947	6,619	9,350	94	0,4756	0,5305	708,5	6,624	0,09586
270	0,2971	0,3917	6,569	9,278	99	0,4946	0,5284	710,9	6,580	0,09637
275	0,2999	0,3868	6,487	9,163	104	0,4941	0,5269	713,4	6,537	0,09714
280	0,3047	0,3829	6,422	9,070	109	0,4936	0,5153	715,8	6,492	0,09779
285	0,3056	0,3790	6,356	8,978	114	0,4935	0,5235	718,3	6,449	0,09846
290	0,3084	0,3754	6,296	8,892	119	0,4935	0,5226	720,8	6,409	0,09917
295	0,3112	0,3717	6,234	8,805	120	0,4935	0,5212	723,2	6,368	0,09972
300	0,3140	0,3681	6,173	8,719	129	0,4934	0,5204	725,7	6,328	0,1003
305	0,3168	0,3646	6,115	8,637	134	0,4944	0,5194	728,2	6,289	0,1009
310	0,3196	0,3612	6,058	8,556	139	0,4955	0,5186	730,7	6,252	0,1015
315	0,3224	0,3577	5,999	8,473	144	0,4959	0,5179	732,2	6,212	0,1022
320	0,3252	0,3544	5,944	8,395	149	0,4964	0,5171	736,0	6,179	0,1038
325	0,3281	0,3515	5,895	8,326	154	0,4979	0,5166	738,2	6,146	0,1053
330	0,3309	0,3477	5,831	8,261	159	0,4995	0,5159	740,6	6,100	0,1041
335	0,3327	0,3458	5,799	8,191	164	0,5004	0,5155	743,1	6,087	0,1043
340	0,3365	0,3416	5,729	8,092	169	0,5014	0,5150	745,6	6,084	0,1052
345	0,3393	0,3394	5,677	8,018	174	0,5024	0,5147	748,2	5,999	0,1058
350	0,3421	0,3355	5,627	7,947	179	0,5034	0,5143	750,7	5,966	0,1064

MACHINE 419
Diagramme moyen du 27 avril (683 H-P), puissance moyenne de l'essai 668 H P

Température de la vapeur d'admission	Volume spécifique	Poids par coup	Dépense d'eau par heure	Degré de surchauffe	Chaleur spécifique vraie	Chaleur spécifique moyenne	Chaleur par kilogramme	Chaleur par cheval heure	Rendement
250	0,2571	0,4800	7,246	74,7	0,5030	0,5430	700,6	7,433	0,08543
255	0,2596	0,4751	7,171	79,7	0,5012	0,5412	703,1	7,383	0,08601
260	0,2622	0,4703	7,098	84,7	0,4994	0,5385	705,6	7,331	0,08662
265	0,2645	0,4659	7,022	89,7	0,4981	0,5362	708,1	7,294	0,08706
270	0,2672	0,4609	6,957	94,7	0,4968	0,5344	710,6	7,241	0,08767
275	0,2698	0,4562	6,886	99,7	0,4960	0,5332	713,1	7,188	0,08834
280	0,2723	0,4517	6,813	104,7	0,4953	0,5310	715,3	7,140	0,08893
285	0,2746	0,4476	6,756	109,7	0,4953	0,5291	718,0	7,102	0,08938
290	0,2774	0,4429	6,687	114,7	0,4953	0,5280	720,6	7,053	0,09003
295	0,2800	0,4385	6,619	119,7	0,4953	0,5271	723,1	7,003	0,09061
300	0,2825	0,4344	6,557	124,7	0,4953	0,5255	725,5	6,965	0,09117
305	0,2850	0,4303	6,495	129,7	0,4953	0,5246	728,4	6,926	0,09166
310	0,2875	0,4261	6,432	134,7	0,4973	0,5234	730,5	6,879	0,09231
315	0,2901	0,4222	6,373	139,7	0,4975	0,5225	733,0	6,840	0,09284
320	0,2926	0,4184	6,315	144,7	0,4977	0,5217	735,5	6,801	0,09337
325	0,2950	0,4146	6,258	149,7	0,4889	0,5209	738,0	6,762	0,09391
330	0,2977	0,4107	6,199	154,7	0,5002	0,5202	740,5	6,721	0,09448
335	0,3002	0,4075	6,145	159,7	0,5012	0,5196	743,0	6,685	0,09499
340	0,3028	0,4033	6,087	164,7	0,5022	0,5191	745,5	6,644	0,09557
345	0,3053	0,4093	6,034	169,7	0,5037	0,5186	747,3	6,602	0,09615
350	0,3078	0,4063	5,982	174,7	0,5053	0,5180	750,5	6,573	0,09661

CONCLUSIONS

Au début de l'étude que nous venons de faire, nous avons insisté sur les variations de dépense de vapeur par cheval-heure indiqué, pour diverses températures de la vapeur surchauffée d'admission, constatées sur quelques machines de l'industrie. On a vu que l'état de la vapeur à la fin de l'admission et à la fin de la détente pour des températures de surchauffe ordinaires dépendait avant tout de la machine.

Pour deux machines différentes, il peut arriver que la surchauffe persiste à la fin de l'admission ou de la détente de l'une et non de l'autre, malgré une température de la vapeur d'admission inférieure pour la première machine à celle de la vapeur dans la deuxième. Le degré de détente pratiquement réalisable et donnant l'économie maximum est donc variable d'une machine à l'autre.

Il ne peut être question sur des locomotives en service courant d'effectuer des mesures d'eau dépensée pour produire le travail, aussi rigoureuses que s'il s'agit de machines fixes de l'industrie ou de laboratoire, dans lesquelles l'eau est mesurée très exactement au condenseur, surtout s'il s'agit d'un condenseur à surface. D'un autre côté, comme nous l'avons vu, il ne nous a pas été possible d'effectuer des essais à puissance constante et à température

croissantes, car les machines « Mikado » que nous avons utilisées ne sont munies d'aucun dispositif permettant le réglage de la température de surchauffe.

Nous avons tenté d'essayer la marche avec de la vapeur saturée par l'obturation complète des tubes à fumée, renfermant les tubes surchauffeurs, pour savoir si le degré de détente le plus favorable différerait de celui obtenu dans le cas de vapeur surchauffée. Nous n'avons pas pu poursuivre ces essais, car l'obturation des tubes surchauffeurs entraînait une trop grande diminution de la surface de chauffe et par suite l'impossibilité pour nous de maintenir la pression au timbre de la chaudière.

S'il nous avait été possible d'obtenir des degrés de surchauffe variables à notre gré, nous aurions pu, du moins pour de grandes différences de température, étudier les variations du rendement thermique indiqué, dans chaque cas. Toutefois, malgré que ces essais n'aient pu être effectués, nous pouvons nous rendre compte par l'examen des courbes réelles et théoriques du rendement thermique indiqué, de la variation du degré de détente donnant le rendement maximum quand la température de la vapeur d'admission augmente ou diminue.

Considérons deux axes de coordonnées rectangulaires, les ordonnées représentant les rendements thermiques indiqués et les abscisses les volumes d'admission. Traçons une courbe MNP des rendements thermiques indiqués réels dont le maximum N et donné pour l'admission OD (fig. 14).

Soit $M'N'P'$ la courbe des rendements thermiques indiqués théoriques correspondante. Nous savons que avec l'augmentation du volume d'admission les courbes réelles se rapprochent de plus en plus des courbes théoriques. Nous avons vu aussi dans le chapitre précédent que, dans le faisceau de courbes des rendements thermiques indiqués

théoriques les accroissements du rendement pour des augmentations de température sont plus ou moins grands suivant que les volumes admis sont plus ou moins petits. Les courbes théoriques étant les limites des courbes réelles, on voit qu'avec l'augmentation de température, le volume donnant le rendement maximum tend à diminuer. C'est aussi d'ailleurs la théorie de la thermodynamique pour laquelle les diverses transformations se font adiabatiquement.

Dans un grand nombre de cas en France, à la montée des rampes, à marche réduite et à grand effort moteur, nous avons eu l'occasion de constater que la marche donnant le rendement maximum est celle pour laquelle le régulateur est ouvert en grand, l'effort nécessaire étant obtenu par le réglage convenable de l'admission.

Ceci veut dire ou bien que le volume admis donnant le rendement maximum et ayant la plus grande ordonnée sur la courbe du rendement thermique indiqué, est le même que celui nécessairement choisi (puisque le régulateur est ouvert en grand) pour donner l'effort convenable à l'entretien de la vitesse demandée, ou bien que le volume d'admission choisi est celui qui, pour la température de surchauffe considérée se rapproche le plus par excès du volume qui donnerait le rendement maximum, volume qu'on ne peut atteindre car l'effort moteur serait diminué et par conséquent la vitesse.

Donc, si pour une température donnée de la vapeur introduite, il existe un degré de détente donnant le rendement maximum on ne peut pas dire, que réciproquement à un degré de détente déterminé correspond une température donnant le meilleur rendement, puisque le rendement croît avec la température. Mais on pourrait énoncer la proposition suivante :

Etant donné un volume d'admission, il existe une température de la vapeur introduite, donnant la meilleure utilisation de cette vapeur.

La comparaison des dépenses d'eau réelle et théorique dans les deux machines nous montre que la dépense réelle se rapproche de la dépense théorique au fur et à mesure qu'on allonge l'admission. Jusqu'au point de consommation minimum, la diminution du degré de détente a donc pour but d'élever le titre de la vapeur évoluant et de réduire par conséquent les échanges de chaleur entre le métal et le fluide. A partir du point de consommation minimum, point qui d'après le principe d'économie de Dwelshauvers-Dery correspond au maximum de siccité des parois, les échanges de chaleur tendent à diminuer encore davantage et l'augmentation de dépense, dont le taux est plus petit que celui de la diminution précédente provient de l'augmentation du volume admis plus efficace sur la dépense que l'élévation du titre sur l'économie. Cette augmentation de la dépense de vapeur jointe à l'accroissement de la chaleur interne du fluide au moment de l'échappement entraîne la réduction du rendement thermique indiqué.

La différence entre les dépenses réelles et théoriques de vapeur pour la période de consommation réelle croissante a pour cause la diminution du volume spécifique de la vapeur depuis le moment de son passage de la boîte à vapeur dans le cylindre jusqu'au commencement de la détente.

Nous avons remarqué que les dépenses d'eau réelles sont généralement plus faibles pour la machine 419 que pour la machine 404, en particulier pour les admissions donnant le rendement maximum. Les dépenses théoriques au contraire sont généralement plus fortes pour la première que pour la seconde.

Or, la puissance moyenne développée par la machine 419

dépasse sensiblement celle développée par la machine 404.

Les deux machines étant dans le même état de bon entretien on pourrait conclure, à moins qu'il existe pour la machine 404 une cause accidentelle d'excédent de consommation que nous n'avons pas remarquée que les rendements thermiques indiqués peuvent décroître ou croître avec l'augmentation de puissance, selon que les conditions adiabatiques sont réalisées ou non, ou en d'autres termes que le rendement croît avec l'augmentation de puissance et que le taux de l'augmentation de rendement diminue avec l'élévation de température au point de devenir négatif pour une température très élevée.

Des essais effectués dans le même ordre d'idées sur les machines de l'industrie (Vingotte avec machine Van der Kerckhove) semblent avoir montré que la consommation de chaleur par cheval-heure indiqué diminue d'abord quand la puissance développée augmente pour augmenter ensuite en même temps que la puissance développée.

Considérons les huit diagrammes moyens obtenus. Pour la machine 404 et les volumes d'admission de 79 à 88 litres les courbes de saturation sont au-dessus ou en partie au-dessus des courbes réelles. Donc, au moment où va s'ouvrir l'échappement, la vapeur est saturée. Pour les volumes de 93 à 108 litres, la vapeur reste surchauffée pendant toute la durée de l'admission et de la détente.

Pour la machine 419 et le volume d'admission de 88 litres la vapeur devient saturée au moment où va s'ouvrir l'échappement. Pour les volumes supérieurs d'admission la vapeur reste surchauffée pendant toute la durée de l'admission et de la détente. Nous remarquerons qu'il en est ainsi pour les volumes d'admission donnant le rendement maximum.

Dans les machines à vapeur saturée, la réduction du de-

gré de détente entraîne celle du poids d'eau condensée pendant l'admission, mais par contre la proportion d'eau revaporisée pendant la détente diminue beaucoup plus rapidement étant donnée la faible chute de température de la vapeur entre le commencement et la fin de la détente de durée réduite.

L'augmentation du degré de détente au contraire fait croître les condensations initiales, mais aussi la proportion d'eau revaporisée pendant la détente étant donnée la grande chute de température de la vapeur entre le commencement et la fin de la détente de durée plus longue.

Dans le cas qui nous occupe, la quantité d'eau se trouvant dans le cylindre au moment où va s'ouvrir l'échappement va en diminuant avec la diminution du degré de détente.

Pour le degré de détente donnant le rendement maximum, le principe d'économie de Dwelshauvers-Dery indique que la quantité d'eau sur les parois au moment de l'échappement est réduite au minimum. Comme pour un degré de détente plus petite la vapeur est surchauffée pendant toute la durée de son passage dans le cylindre, il est évident que s'il y a eu de l'eau de condensation à la fin de l'admission, cette eau, en très faible quantité d'ailleurs, a été revaporisée bien avant la fin de la détente. On peut alors dire que pour l'admission donnant le rendement maximum la paroi est complètement sèche à la fin de la détente. La marche la plus économique est donc celle donnée par un degré de détente pour lequel la paroi *vient d'être rendue sèche au moment où va s'ouvrir l'échappement*. De part et d'autre de ce degré de détente les excédents de consommation de chaleur dépendent pour les détentees réduites d'une perte de chaleur par les parois trop considérables et pour les détentees allongées, d'une perte de cha-

leur au moment où l'échappement dû à la grande valeur de la chaleur interne de la vapeur à la fin de la détente.

La méthode directe de l'étude des rendements dans le cas d'évolution adiabatique de la vapeur, cas limite du cas réel quand la température augmente, nous a permis de nous rendre compte de la variation du degré de détente le plus économique quand la température de la vapeur varie. Les rendements thermiques indiqués croissent avec la température, mais beaucoup plus rapidement pour les petites que pour les longues admissions. Le plus grand avantage de la surchauffe est donc de réduire ou de supprimer les condensations initiales ou d'aider l'eau déposée à sa revaporisation complète avant l'ouverture de l'échappement.

Une fois ce résultat obtenu l'avantage de surchauffes plus grandes n'est pas considérable.

L'étude du rendement thermique indiqué théorique

$$\rho = \frac{C_i \times 635,2}{n W p} \times \frac{RT - C \times p}{\lambda + a(T - T')}$$

nous a permis de vérifier l'exactitude de la théorie de M. Duchesne sur la variation de la chaleur spécifique de la vapeur surchauffée sous pression constante et de déterminer deux limites, 1 et 0,75 entre lesquelles cette valeur doit se trouver quand la température augmente indéfiniment, les valeurs trouvées par les expérimentateurs allemands Knoblauch et Jakob étant exagérées et croissant indéfiniment avec la température.

BIBLIOGRAPHIE

- DWELSHAUVERS-DERY. — Etude expérimentale calorimétrique de la machine à vapeur.
- DEJUST. — Machine à vapeur.
- MARCHIS. — Vapeur surchauffée. Leçons faites à la Faculté des sciences de Bordeaux, 1905.
- DUCHESNES. — Recherches sur les propriétés de la vapeur surchauffée. *Revue de mécanique*, 1912, n° 3.
- WITZ. — Les machines thermiques.
- SINIGAGLIA. — Application de la surchauffe aux machines à vapeur.
- NADAL. — Etude des rendements des locomotives. *Revue des chemins de fer*.
- X. — Essai de surchauffe sur les locomotives de l'Etat prussien. *Revue des chemins de fer*, 1904, n° 5.
-

Montage d'un indicateur de pression sur la machine 404 Dikado

Indicateur de pression

Co.Danville

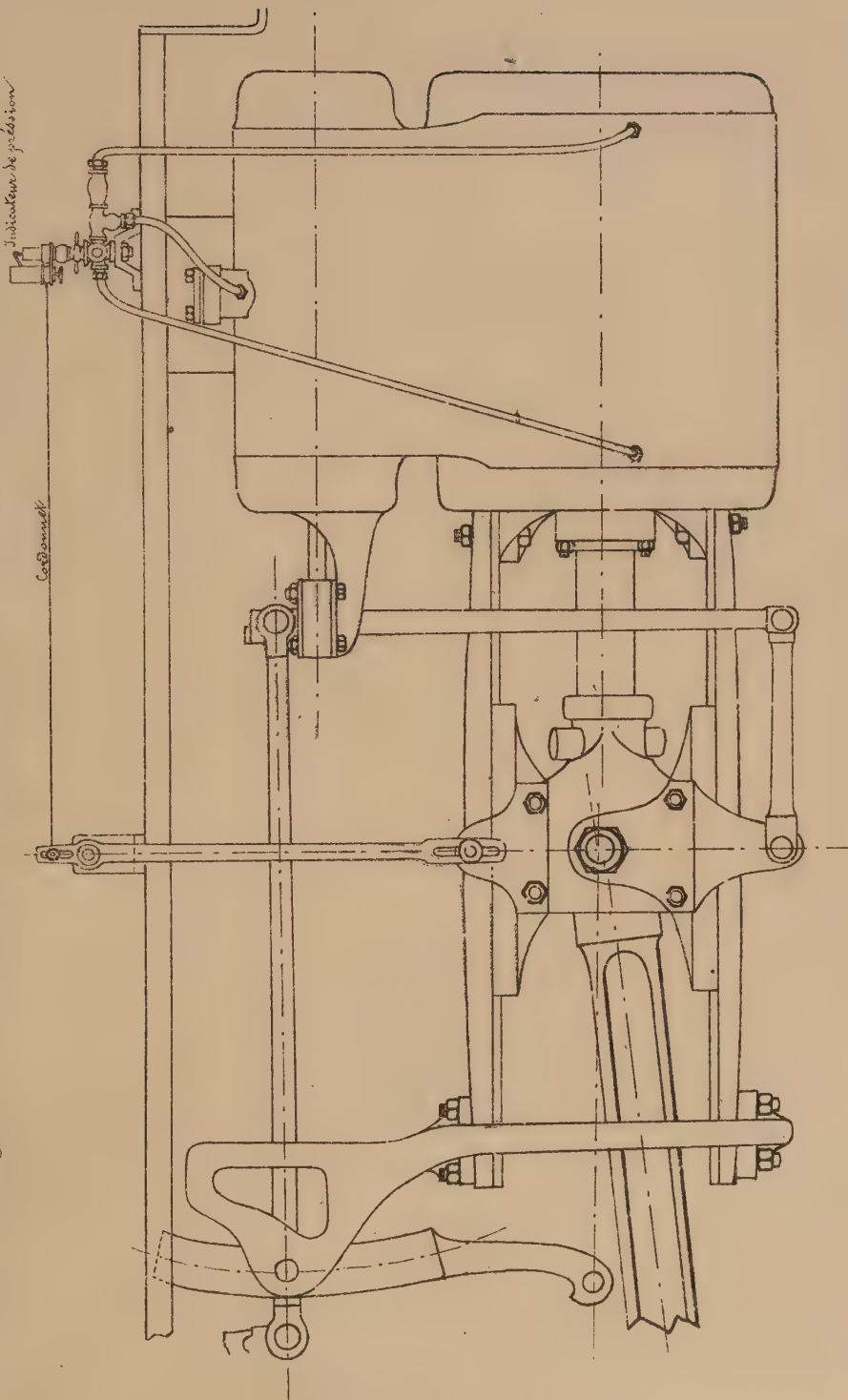
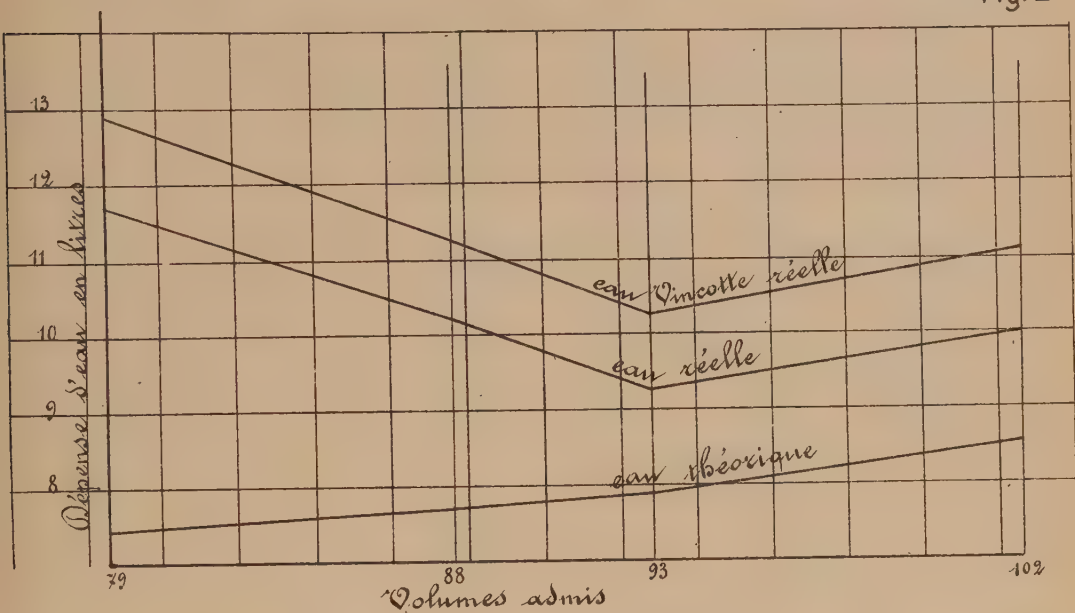


Fig.1

Machine 404 dépense d'eau par cheval-beurre indiqué (en litres)

Fig. 2



Machine 419 dépense d'eau par cheval-beurre indiqué (en litres)

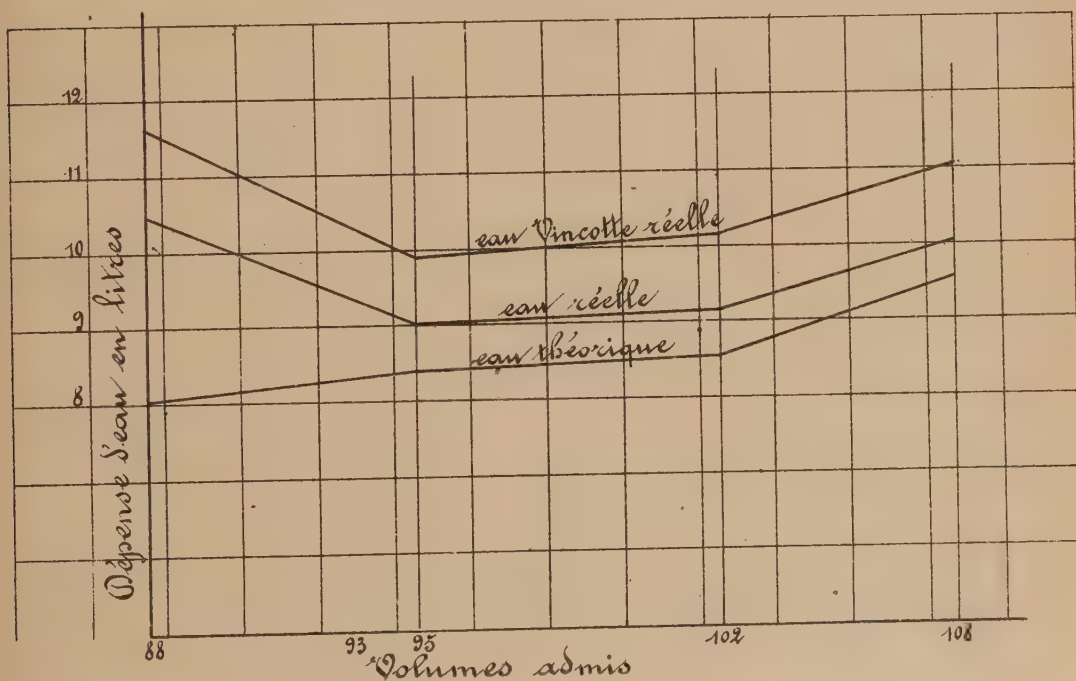


Fig. 3

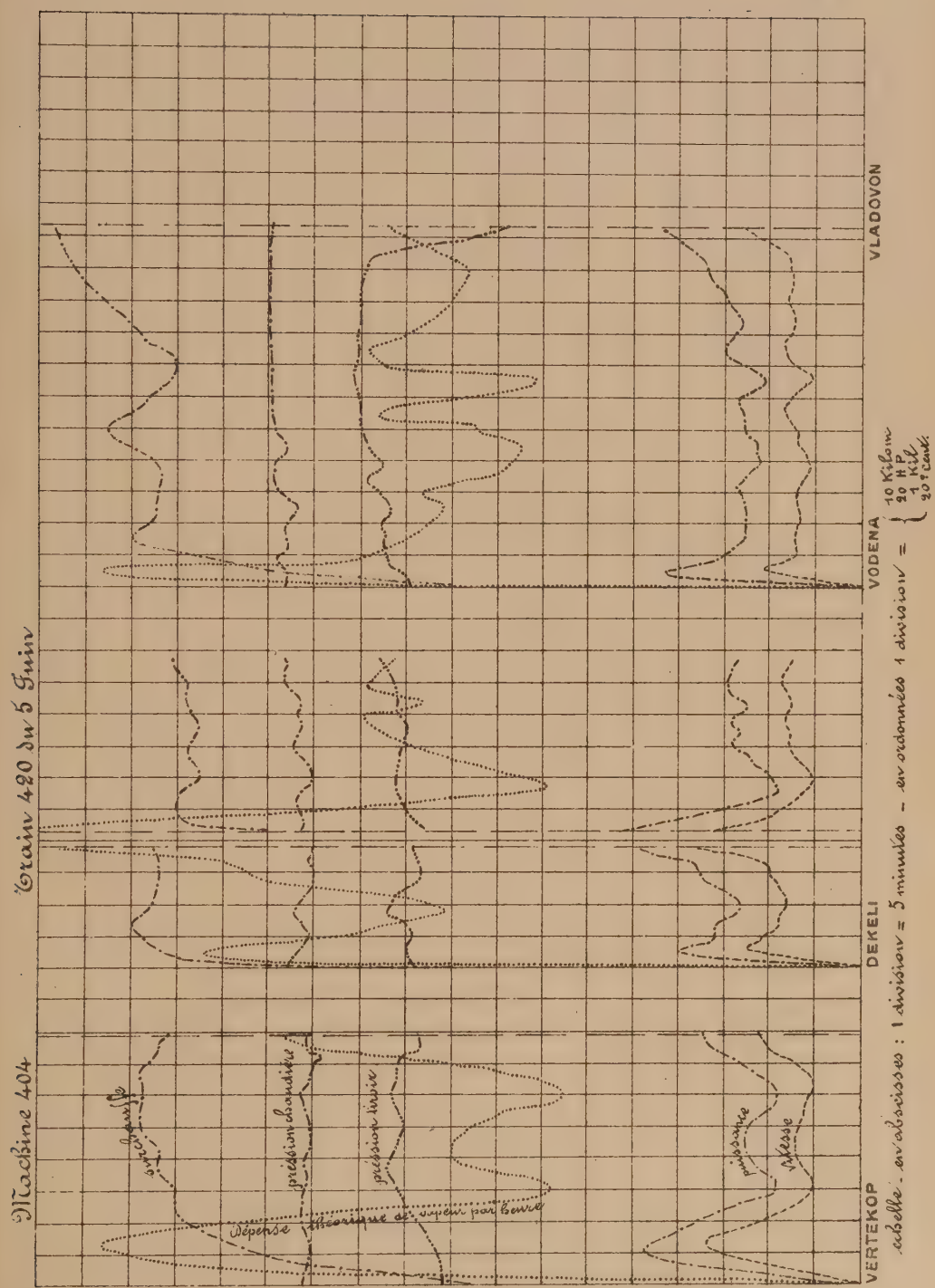


Fig. 4

Grain 420 du 13 Avril

OTacbine 404

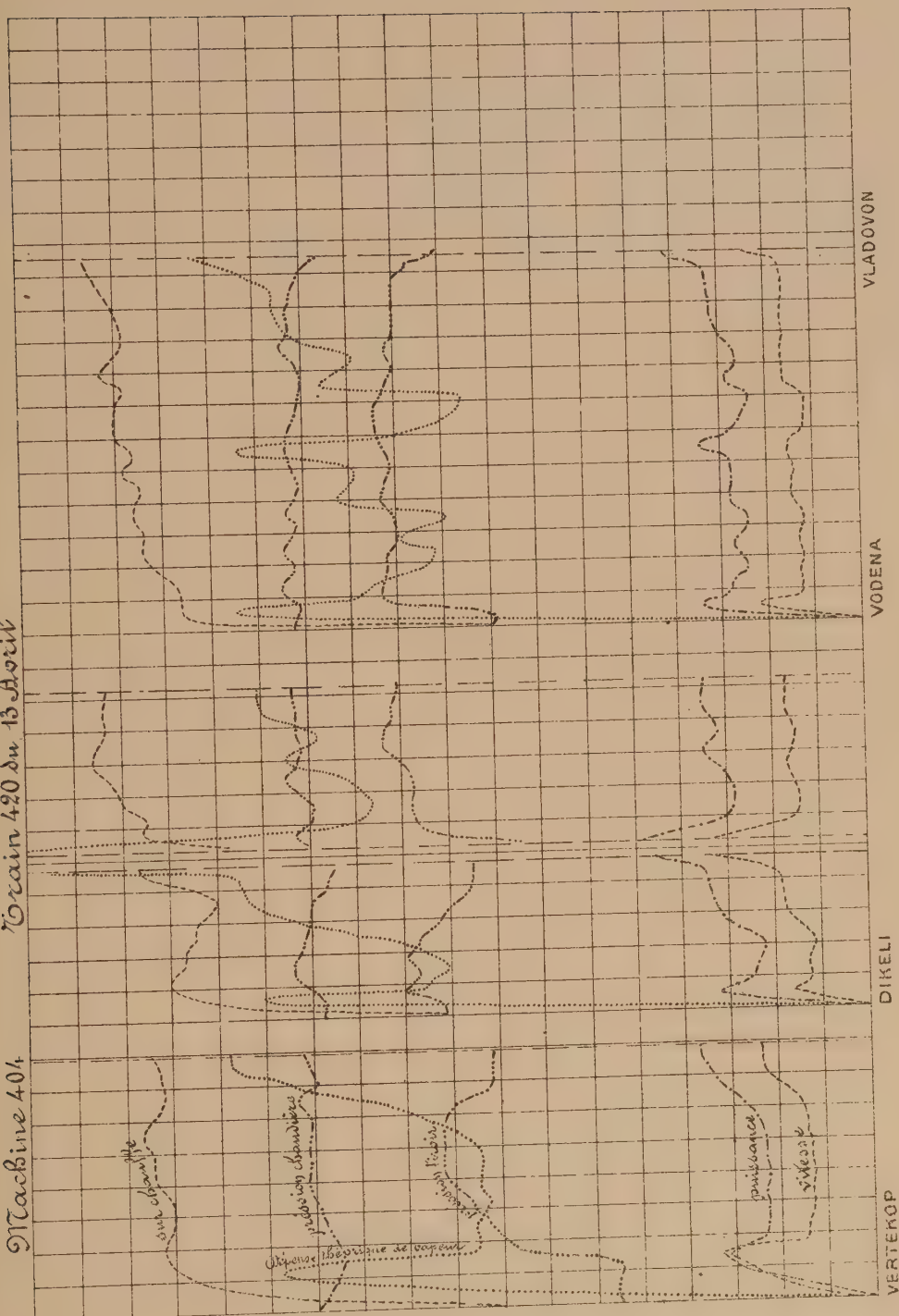


Fig. 5

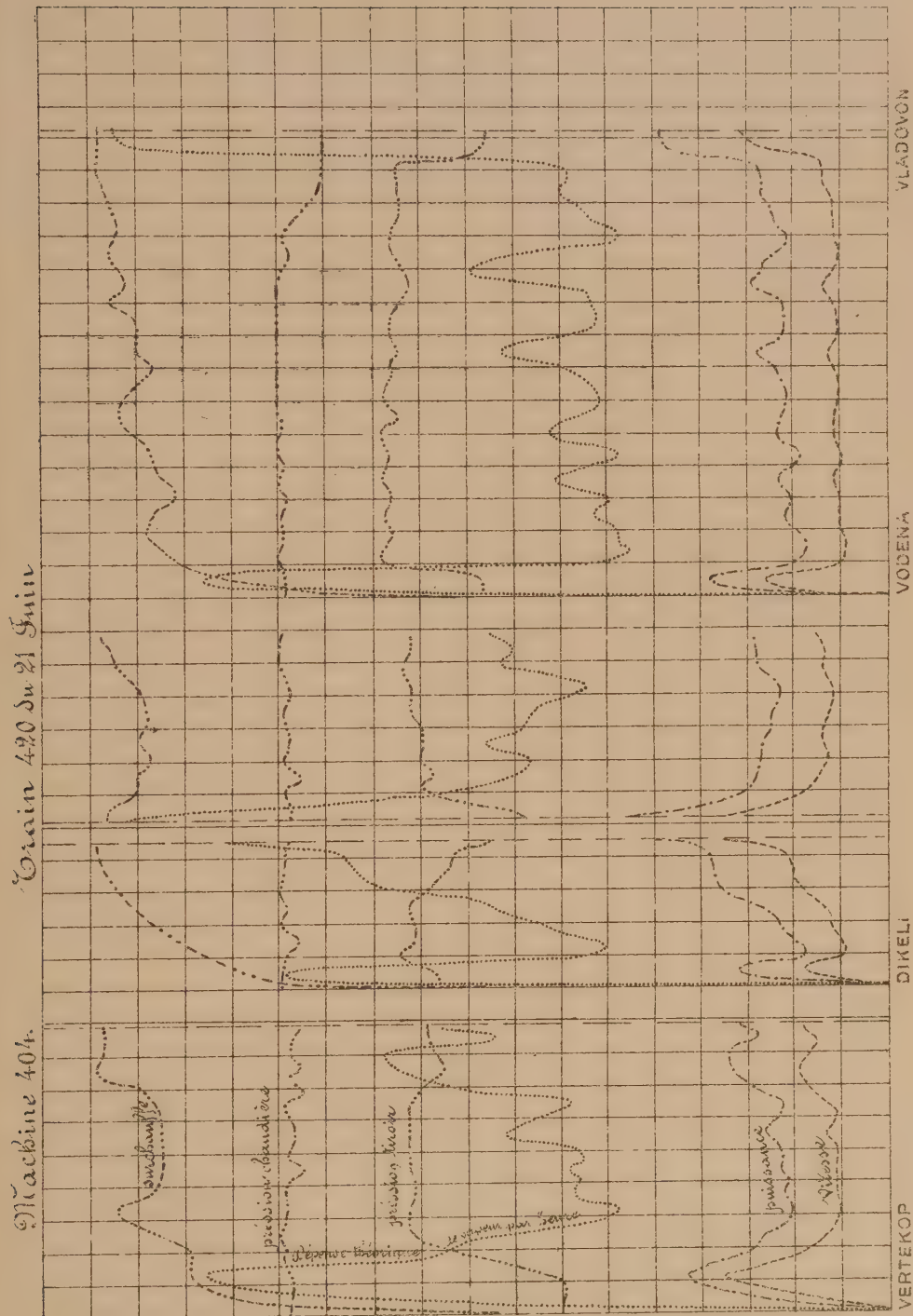


Fig. 7

Machine 419
Grain 420 du 1^{er} Mai

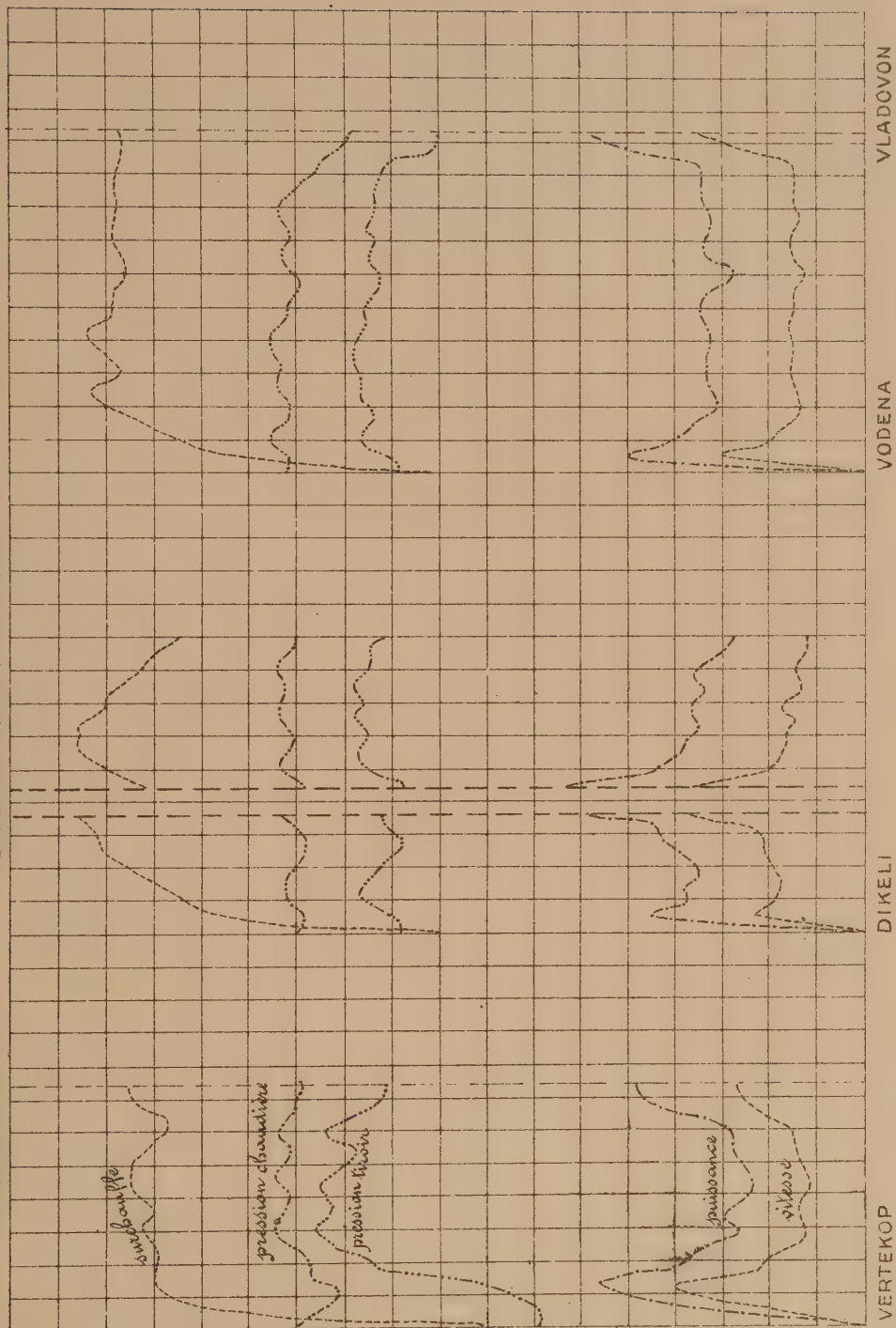


Fig. 8

Grain 428 du 18 Avril

Machine 419

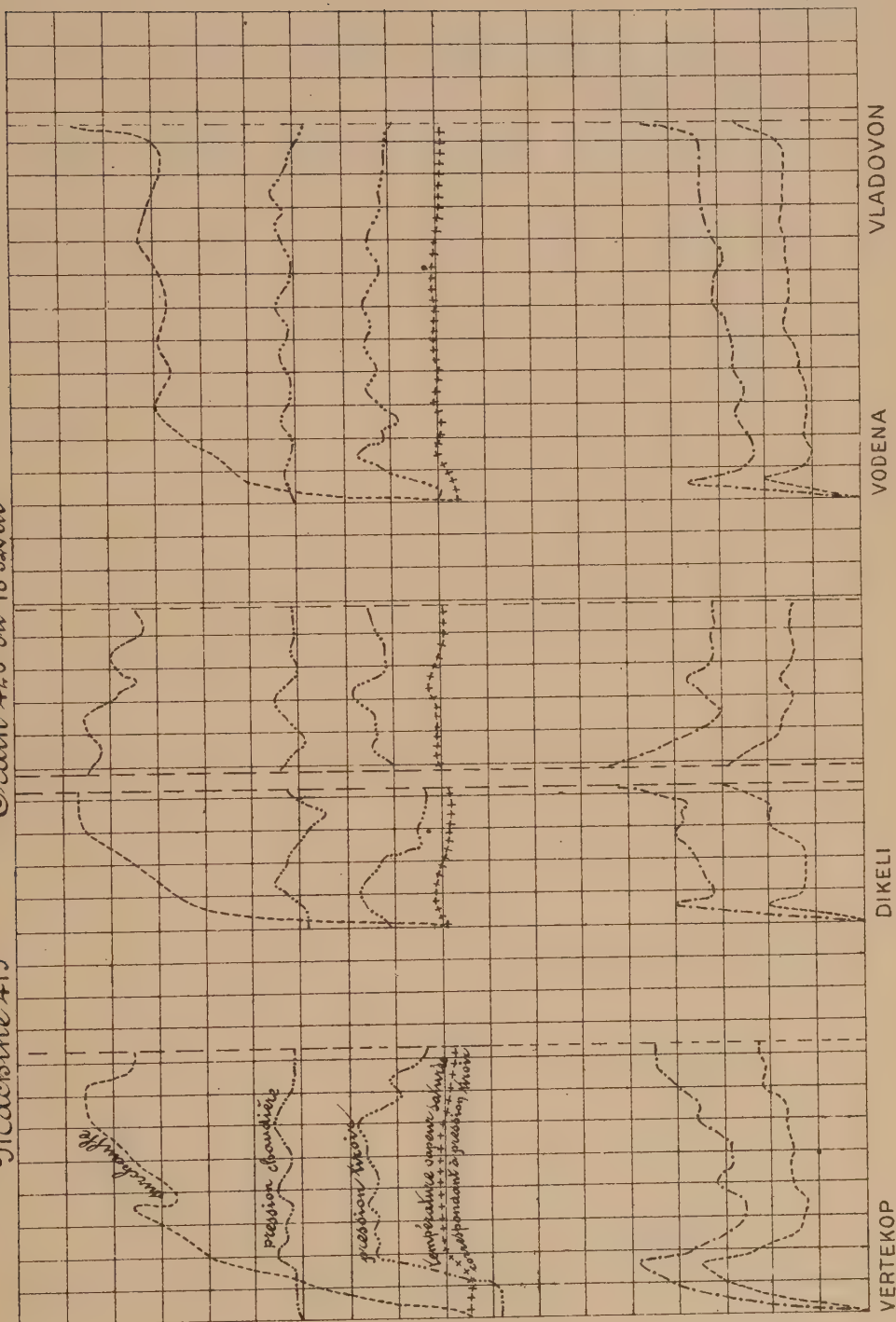


Fig. 9

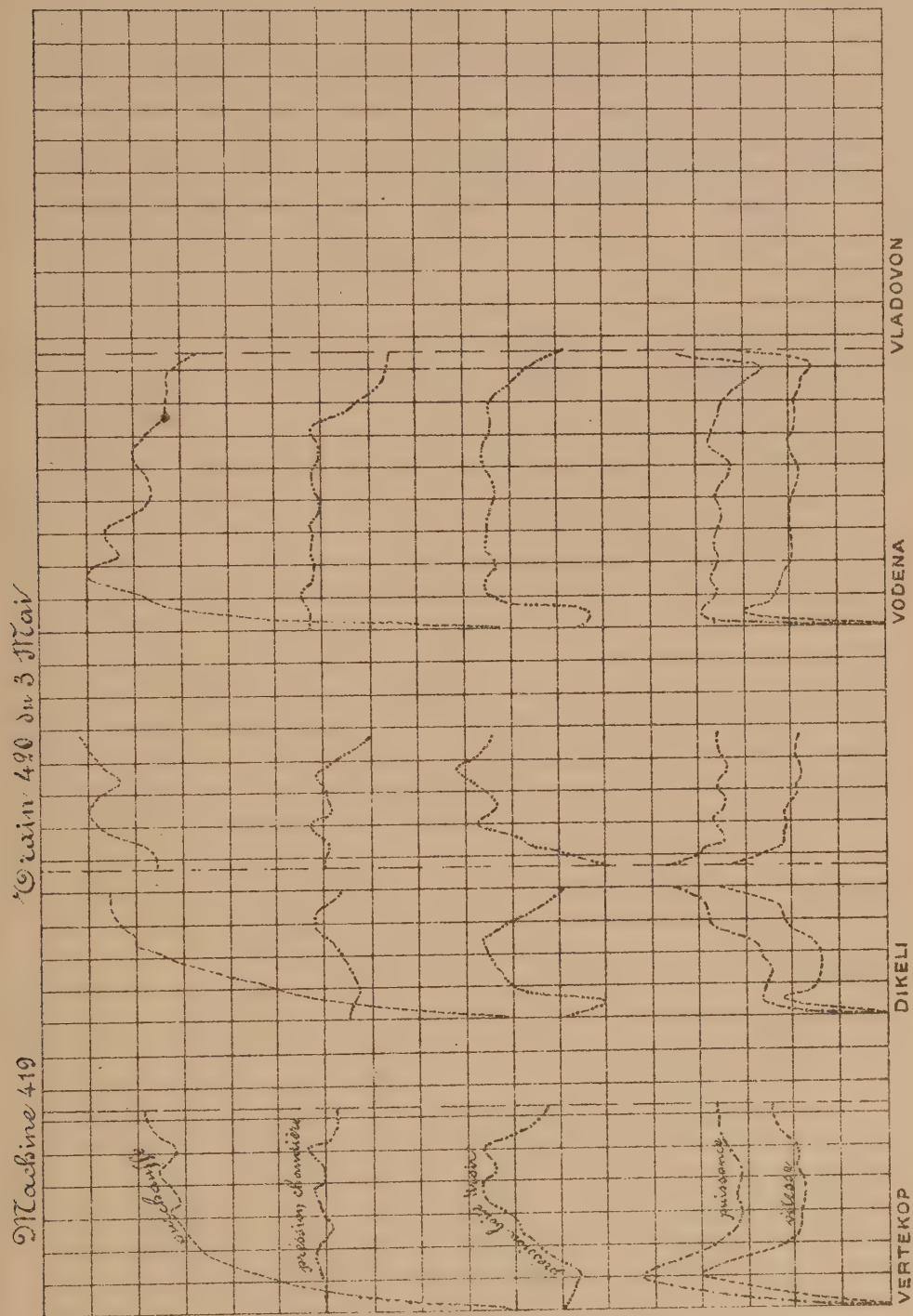


Fig. 10

Grain 420 Su 27 April

Machine 419

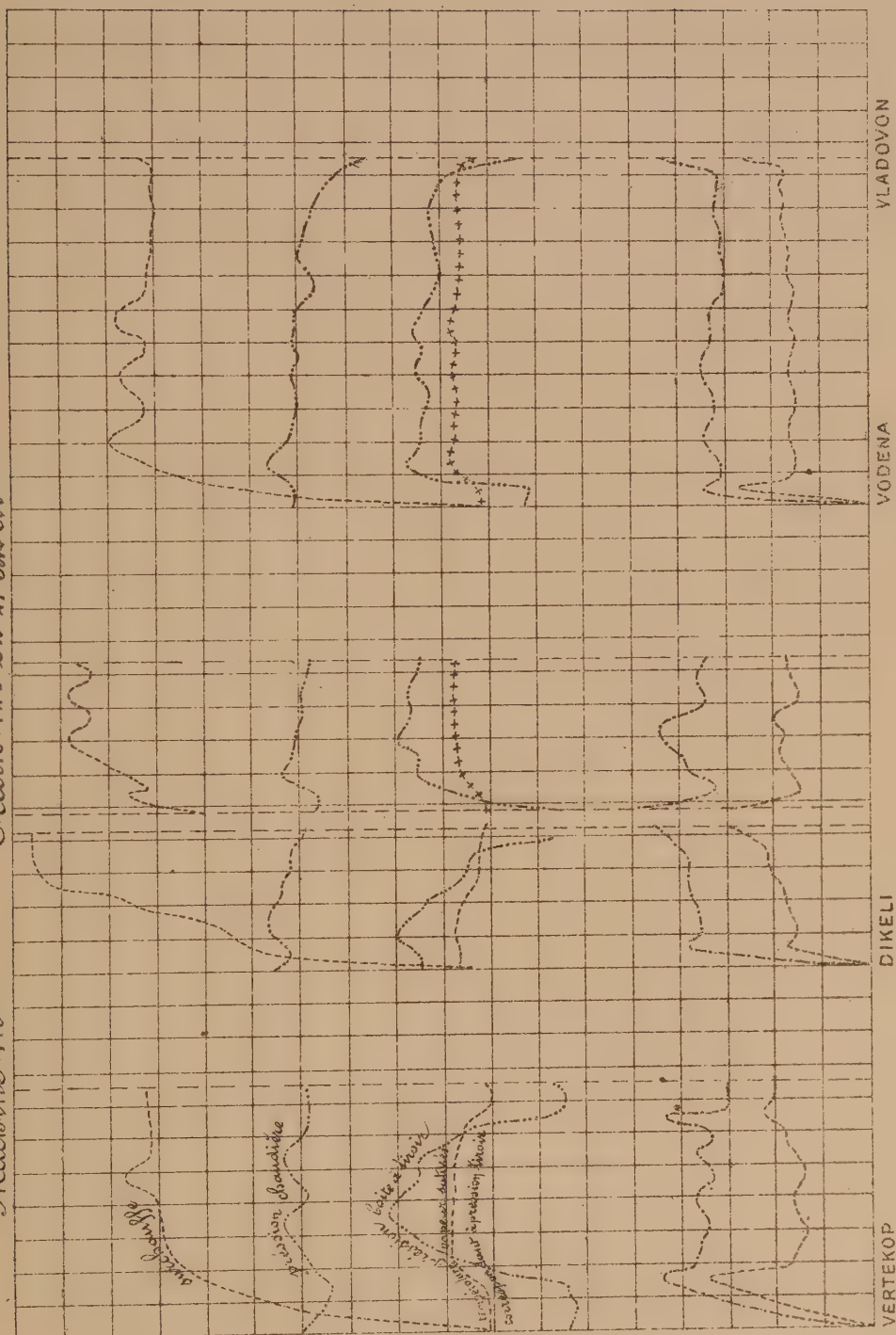
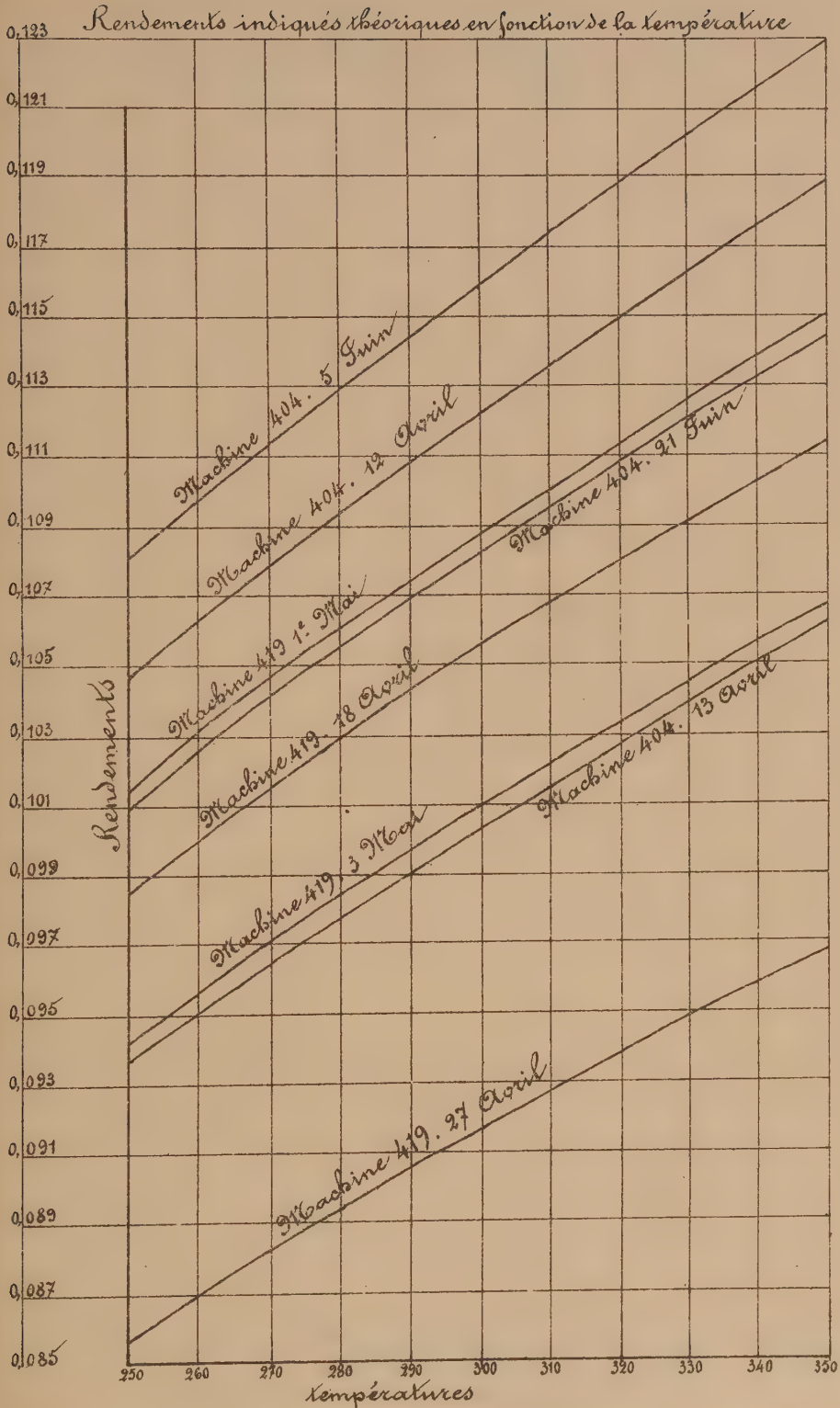


Fig. 11



Rendements thermiques indiqués réels
et théoriques, en fonction du volume admis.

Fig. 12

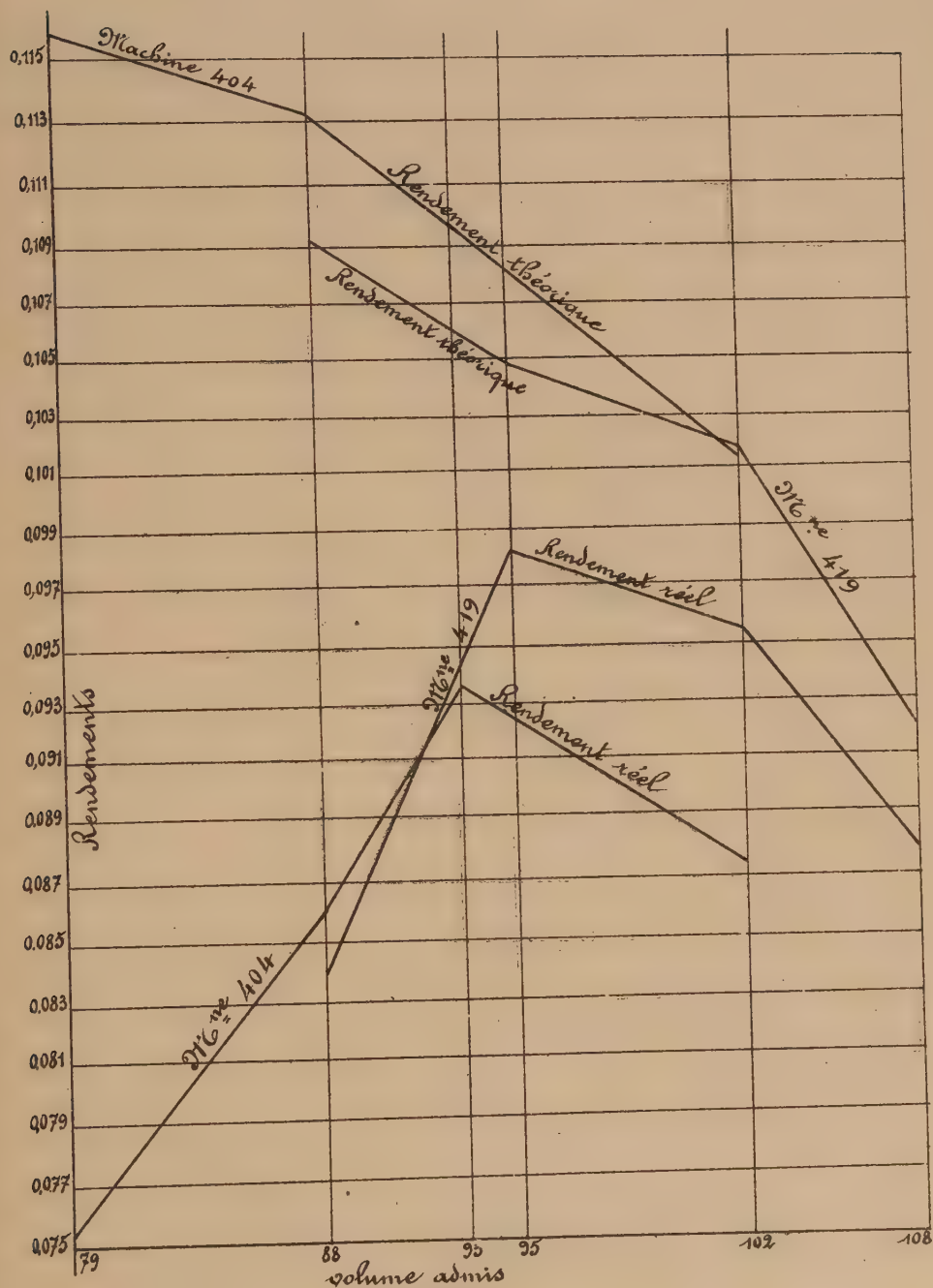


Fig. 13

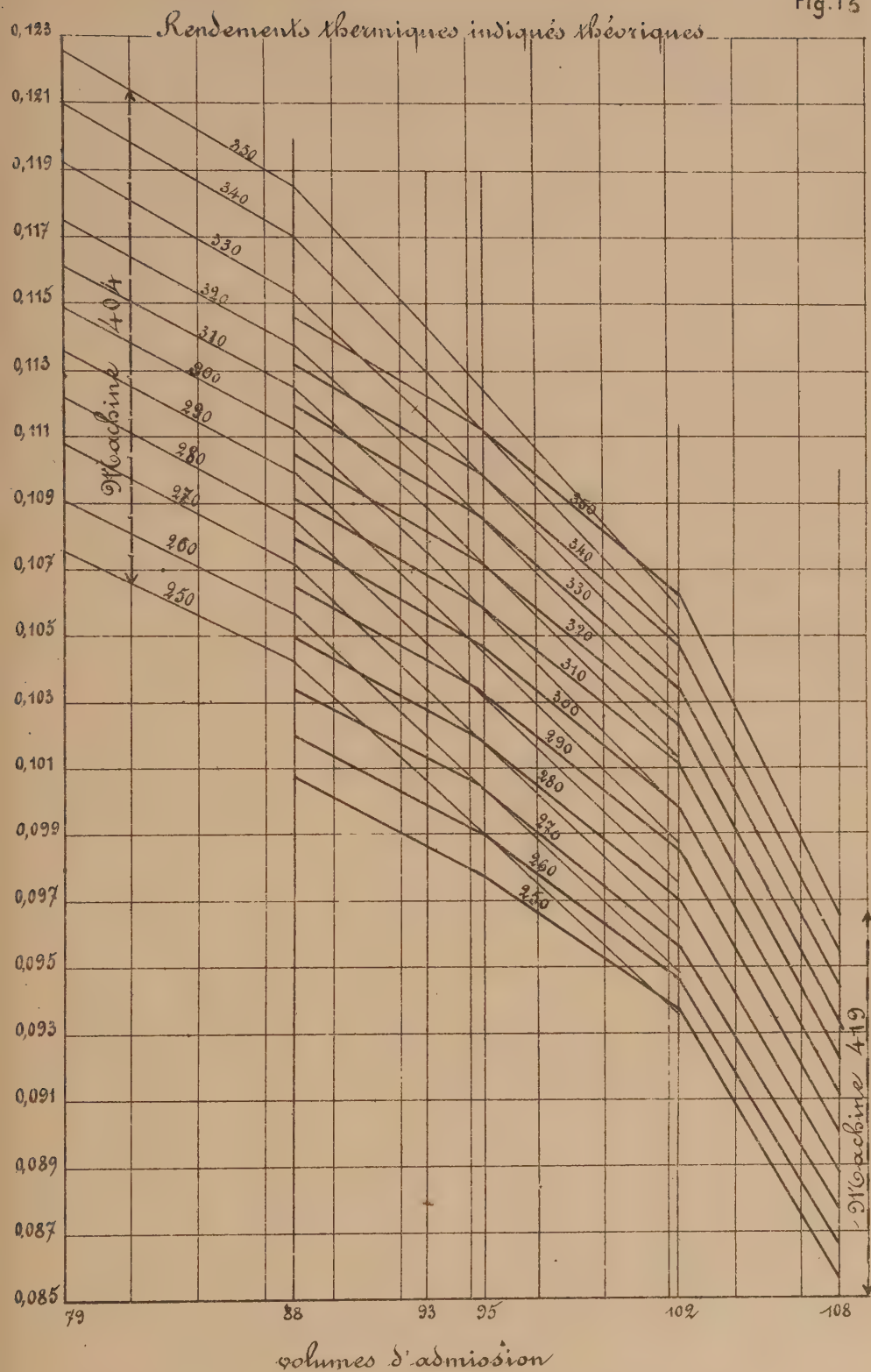
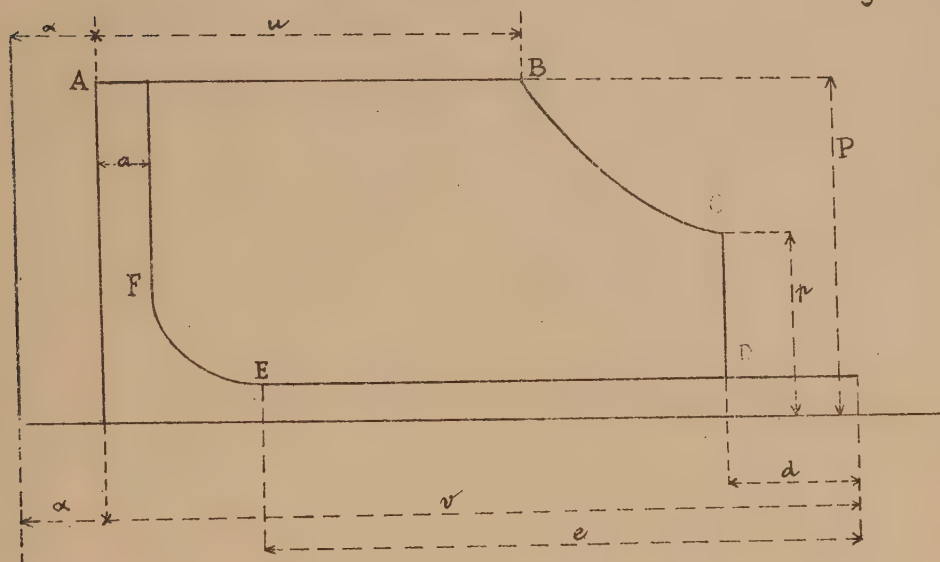


Diagramme moyen théorique

Fig. 14



variation du rendement avec le volume
admis et la température de la vapeur
d'admission

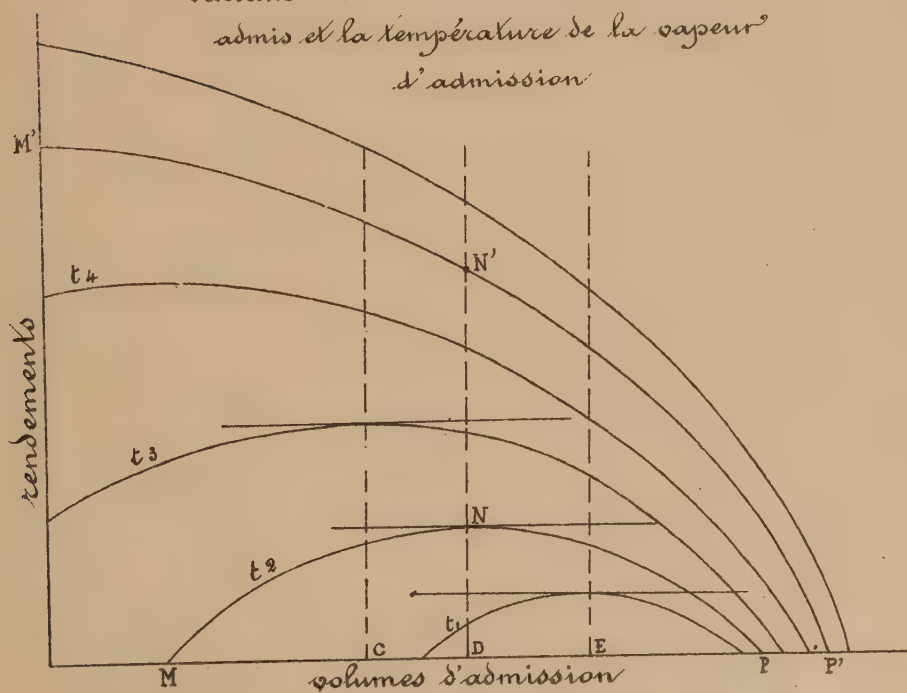




Diagramme moyen du 12 Avril

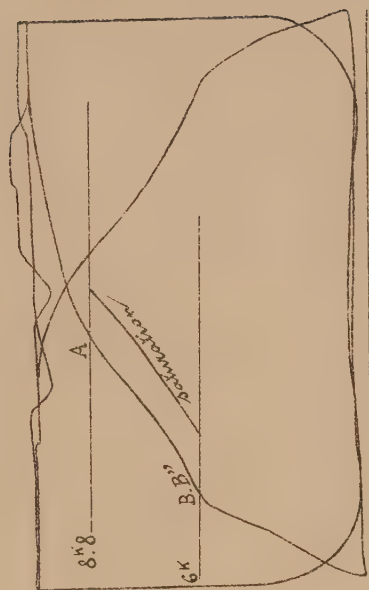


Diagramme moyen du 13 Avril

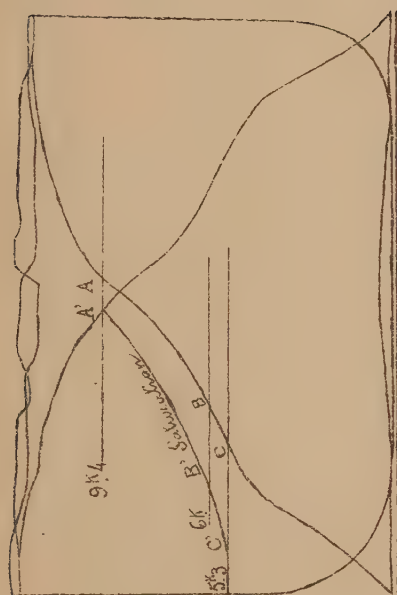


Diagramme moyen du 5 Juin

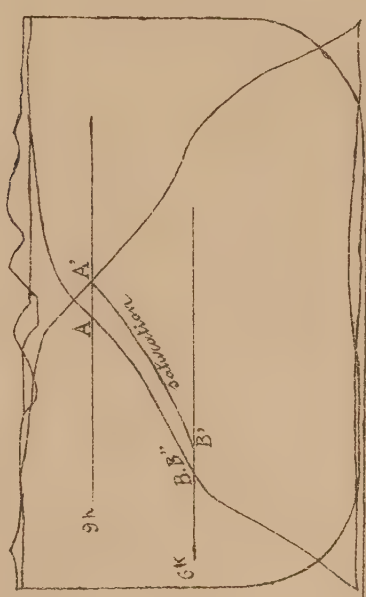


Diagramme moyen du 21 Juin

Fig. 16

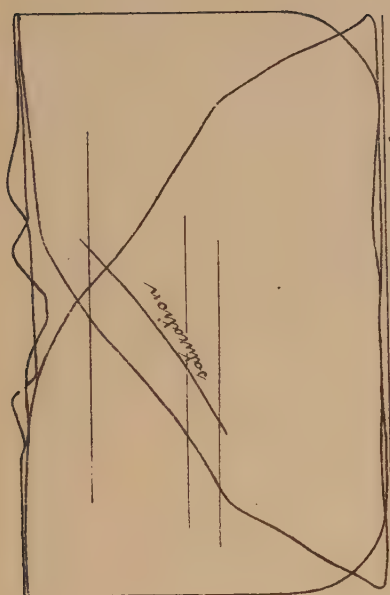


Diagramme moyen du 18 Avril

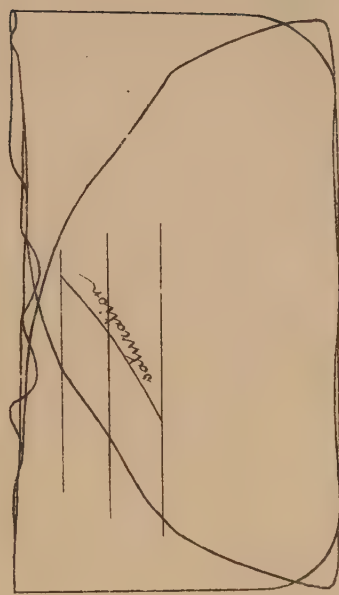


Diagramme moyen du 27 Avril

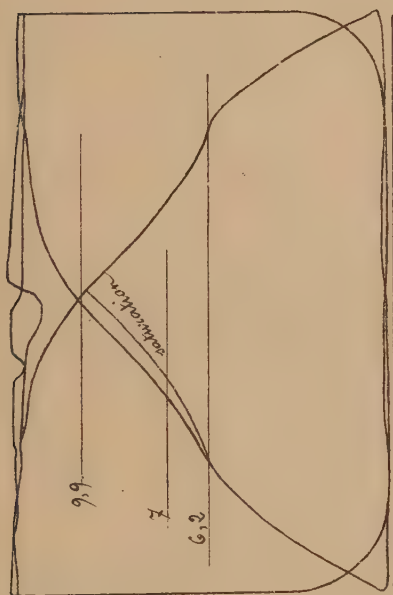


Diagramme moyen du 1^{er} Mai

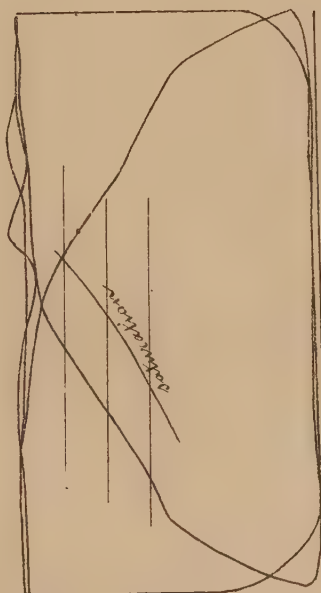


Diagramme moyen du 3 Mai

Machine 419

Fig. 17

